

19 BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENTAMT

12 Off nl gungsschrift  
10 DE 197 22 116 A 1

51 Int. Cl.<sup>8</sup>:  
B 60 T 8/70  
B 60 T 8/32  
B 60 T 8/52

21 Aktenzeichen: 197 22 116.5  
22 Anmeldetag: 27. 5. 97  
43 Offenlegungstag: 4. 12. 97

DE 197 22 116 A 1

30 Unionspriorität:

8-132200 27.05.96 JP

71 Anmelder:

Mitsubishi Denki K.K., Tokio/Tokyo, JP

74 Vertreter:

HOFFMANN · EITLE, 81925 München

72 Erfinder:

Naito, Yasuo, Tokio/Tokyo, JP; Fujimoto, Chiaki,  
Tokio/Tokyo, JP; Mimura, Mitsuhiro, Tokio/Tokyo,  
JP

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

54 Antilockierbremssteuersystem für Kraftfahrzeuge und zugehöriges Bremskraftsterverfahren

57 Es wird eine Vorrichtung beschrieben, die dazu dient, die übermäßige Erhöhung einer Bremskraft beim Beginn einer Antilockierbremssteuerung zu verhindern, um die Anfangsbremsleistung eines Antilockierbremssteuersystems zu verbessern. Es wird die Umdrehungsgeschwindigkeit jedes Rades festgestellt und die Radbeschleunigung ermittelt. Weiterhin wird eine korrigierte Beschleunigung durch Korrektur der Radbeschleunigung mit einem Torsionsdrehmoment bestimmt, welches bei einer Antriebswelle festgestellt wird. In Abhängigkeit vom Zustand der Radbeschleunigung und der korrigierten Beschleunigung wird die Rate geändert, mit welcher die Bremskraft erhöht wird. Eine verbesserte Bremsleistung in der Anfangssteuerphase kann sichergestellt werden, wenn das Kraftfahrzeug auf einer Straße fährt, die einen hohen Reibungskoeffizienten aufweist, während die Stabilität des Kraftfahrzeugs erzielt werden kann, welches auf einer Straße mit niedrigem Reibungskoeffizienten fährt. Sobald wenn unterschiedlich Reibungskoeffizienten auf ein linkes und in rechtes Rad einwirken, wird das Kraftfahrzeug gegen das Auftreten eines Giermoments geschützt.

DE 197 22 116 A 1

## Beschreibung

Die vorliegende Erfindung betrifft allgemein ein Antiblockierbremssteuersystem für ein Kraftfahrzeug, dessen Antriebsräder durch eine Primärtriebsquelle wie beispielsweise eine Brennkraftmaschine mit innerer Verbrennung über ein Drehmomentübertragungsteil angetrieben werden, beispielsweise eine Antriebswelle, welche einem Torsionsdrehmoment ausgesetzt ist. Insbesondere betrifft die Erfindung ein Antiblockierbremssteuersystem, welches dazu ausgelegt ist, die Bremskräfte zu steuern, die an die Räder in einer Anfangsbremsphase angelegt werden, und zwar auf solche Weise, daß eine kurze Anhalteentfernung erzielt werden kann, wobei eine hohe Stabilität der Bremsbetätigung sichergestellt ist. Weiterhin betrifft die Erfindung ein Bremskraftsteuerverfahren, welches von einem Mikrocomputer oder dergleichen ausgeführt werden kann.

Im allgemeinen wird bei einem Antiblockierbremssteuersystem für Kraftfahrzeuge die Blockierneigung von Rädern auf der Grundlage des Ergebnisses eines Vergleichs zwischen der Radgeschwindigkeit (Umdrehungen pro Minute) und einer ermittelten Geschwindigkeit des Kraftfahrzeugs bestimmt, oder auf der Grundlage der Verzögerung eines Rades. In diesem Fall wird der an das Rad angelegte Bremshydraulikdruck so geregelt, daß die Größe des Schlupfes des Rades in Bezug auf die Straßenoberfläche auf einem Wert nahe an einem Bereich gehalten wird, in welchem die Reibung zwischen dem Rad und der Straßenoberfläche einen Spitzenwert annimmt, um die Anhalteentfernung des Kraftfahrzeugs zu verringern, wobei die Stabilität des Kraftfahrzeugs sichergestellt ist, und dessen Lenkbarkeit oder Fahrverhalten verbessert wird. Bei dem vorbekannten, konventionellen Antiblockierbremssteuersystem wird beispielsweise eine Entscheidung in der Hinsicht getroffen, daß das Rad des Kraftfahrzeugs zum Blockieren neigt, wenn das Verhalten des Rades, beispielsweise dessen Schlupf, der ein Absinken der Radgeschwindigkeit in Bezug auf die ermittelte Fahrzeuggeschwindigkeit darstellt, einen vorbestimmten Schwellenwert erreicht, worauf der an das Rad angelegte Bremshydraulikdruck gesteuert abgesenkt wird.

Wie auf diesem Gebiet bekannt ist, ergibt sich die Reaktionskraft, die von einer Straßenoberfläche auf die Räder eines Kraftfahrzeugs ausgeübt wird, als Produkt des Reibungskoeffizienten der Straßenoberfläche und einer auf das Rad einwirkenden Last. Beim plötzlichen oder harten Einsatz der Bremse nimmt daher die auf das Rad einwirkende Bremskraft schnell zu, bevor die Last ausreichend auf die Räder übertragen wird, was dazu führt, daß die Blockierneigung der Räder schnell und steil ansteigt. In diesem Fall gibt das Antiblockierbremssteuersystem einen Befehl zur Verringerung der Bremskraft aus, infolge der voranstehend geschilderten Blockierneigung. Daher sinkt die Bremskraft ab, trotz des harten Einsatzes der Bremse, wie voranstehend beschrieben. Das Auftreten einer derartigen unerwünschten Situation ist besonders dann zu befürchten, wenn das Kraftfahrzeug auf einer Straße fährt, welche einen hohen Reibungskoeffizient aufweist, beispielsweise einer Asphaltstraße.

Als Versuch, mit dem voranstehend geschilderten Effekt fertig zu werden, werden die Bedingungen dafür, den Bremshydraulikdruck in der Anfangs- oder Startphase der Antiblockierbremssteuerung (also unmittelbar nach Beginn der Antiblockierbremssteuerung) absinken zu lassen, untersucht, verglichen mit dem Brems-

hydraulikdruckabsinkbedingungen, die eingesetzt werden, wenn das Antiblockierbremssteuersystem arbeitet, und zwar durch Einstellung des Schwellenwertes für den Vergleich mit der Radbeschleunigung oder dem Schlupf, um hierdurch eine derartige Verringerung des Bremsanlegungsdrucks zu erzielen, daß der Bremshydraulikdruck in der Anfangsbremsphase schwerer zu verringern ist. Wird allerdings die Bremsanlegungsdruckabsenkbedingung zum Start der Antiblockierbremssteuerung erschwert, so kann die Möglichkeit auftreten, daß der Schlupf des Rades in Bezug auf die Straßenoberfläche wesentlich zunimmt, insbesondere dann, wenn das Kraftfahrzeug auf einer Straße fährt, welche eine Straßenoberfläche mit niedrigem Reibungskoeffizienten aufweist, beispielsweise einer gefrorenen Straßenoberfläche. Unter diesen Umständen wird bei dem konventionellen Antiblockierbremssteuersystem ein Verfahren zum Aufsuchen eines Schwellenwertpegels eingesetzt, welcher einen Kompromiß darstellt, um gleichzeitig die beiden voranstehend geschilderten Probleme zu lösen.

Zum besseren Verständnis der vorliegenden Erfindung erfolgt zunächst eine Schilderung einiger Einzelheiten des technischen Hintergrundes der Erfindung. Um mit den voranstehend geschilderten Problemen fertig zu werden, ist beispielsweise in der japanischen Veröffentlichung einer ungeprüften Patentanmeldung Nr. 47950/1995 (JP-A-7-47950) ein derartiges Steuerverfahren beschrieben, wie es in Fig. 9 gezeigt ist. Wenn in dieser Figur ein Bremshydraulikdruck  $P$  erhöht wird, wird die Radgeschwindigkeit  $V_w$  niedriger, wobei sich die Radbeschleunigung  $G_w$  allmählich verringert. Wenn die Radbeschleunigung  $G_w$  niedriger als ein vorbestimmter Schwellenwert  $\alpha$  wird (also für  $G_w < \alpha$ ), zu einem Zeitpunkt  $t_{21}$ , wird die Steigung oder Rate, mit welcher der Bremshydraulikdruck  $P$  zunimmt, modifiziert oder geändert. Wenn dann der Bremshydraulikdruck ansteigt, sinkt die Radgeschwindigkeit  $V_w$  steil ab, wobei die auf das Rad einwirkende Bremskraft die Reaktionskraft der Straßenoberfläche überschreitet. Dies führt dazu, daß dann, wenn der Schlupf des Rades einen vorbestimmten Wert  $\lambda$  zu einem Zeitpunkt  $t_{22}$  erreicht, der Bremshydraulikdruck verringert wird, worauf die konventionelle Antiblockierbremssteuerung begonnen wird. Durch Modifizieren oder Ändern der Steigung oder Rate, mit welcher der Bremshydraulikdruck zunimmt, und zwar einmal, bevor die Antiblockierbremssteuerung begonnen wird, wenn das Kraftfahrzeug auf einer Straße mit hohem Reibungskoeffizienten fährt, kann die Bremskraft entsprechend der Lastverschiebung erhöht werden. Daher läßt sich eine ausreichende hohe Bremskraft selbst in der Anfangs- oder Startphase der Antiblockierbremssteuerung erzielen. Andererseits wird bei einer Straßenoberfläche mit niedrigem Reibungskoeffizienten die Antiblockierbremssteuerung mit Verzögerung in Gang gesetzt, um zu verhindern, daß der Bremshydraulikdruck übermäßig hoch wird. Daher kann ein starker Schlupf des Rades in der Anfangsphase der Antiblockierbremssteuerung unterdrückt werden, wodurch die Fahrstabilität des Kraftfahrzeugs sichergestellt werden kann.

Bei dem voranstehend geschilderten, konventionellen Antiblockierbremssteuersystem wird die Bremskraft in Abhängigkeit von der Radgeschwindigkeit und der Radbeschleunigung gesteuert. Allerdings wird darauf hingewiesen, daß eine derartige Bremskraftsteuerung nur dann durchgeführt wird, wenn eine Situation auftritt, in welcher die Bremskraft stark erhöht wurde. In

diesem Fall dienen die im Betrieb mit der Brennkraftmaschine mit innerer Verbrennung kuppelten Antriebsräder als Primärtriebsquelle, über Antriebswellen wie beispielsweise Achswellen, und werden zu einer starken Verzögerung gezwungen. Da jedoch die Brennkraftmaschine ein hohes Trägheitsmoment aufweist, findet die Verzögerung der Umdrehung des Motors mit einer niedrigeren Rate statt, verglichen mit jener des Antriebsrades. Daher wird auf die Antriebswelle eine starke Torsion ausgeübt, und daher stimmt das Verhalten des Antriebsrades nicht mit der Bremskraft und der Reaktionskraft der Straßenoberfläche unter Einfluß der Torsion der Antriebswelle überein.

Wenn hierbei die an das Antriebsrad angelegte Bremskraft steil ansteigt, wird die Umdrehungsgeschwindigkeit (Umdrehungen pro Minute) des Antriebsrades niedriger, verglichen mit der Drehzahl der Brennkraftmaschine. In diesem Fall wirkt eine derartige Antriebskraft auf das Antriebsrad ein, welche einen Anstieg der Umdrehungsgeschwindigkeit des Antriebsrades erzwingt, um hierdurch die Neigung der Umdrehungsgeschwindigkeit des Antriebsrades zu verhindern, unter dem Einfluß der Trägheit der Brennkraftmaschine niedriger zu werden. Im Gegensatz hierzu wirkt auf die Brennkraftmaschine die Bremskraft ein, und zwingt die Brennkraftmaschine, ihre Drehzahl zu verringern. Da ein Torsionsdrehmoment auf das Antriebsrad als Antriebskraft einwirkt, wird verhindert, daß die Umdrehungsgeschwindigkeit des Antriebsrades signifikant absinkt, selbst wenn die an das Antriebsrad angelegte Bremskraft auf ein Niveau ansteigt, welches mit der Reaktionskraft der Straßenoberfläche vergleichbar ist. Wenn die Bremskraft weiter erhöht wird, und das Antriebsrad mit der Verzögerung beginnt, sind die Bedingungen dafür erfüllt, daß die Steigung oder Rate geändert wird, mit welcher der Bremsdruck erhöht wird. Allerdings gibt es zu diesem Zeitpunkt die Möglichkeit, daß die Bremskraft die Reaktionskraft der Straßenoberfläche überschreitet. Wenn daher die Steuerung zum Verringern der Bremskraft begonnen wird, kann der Bremsdruck auf ein übermäßig hohes Niveau angestiegen sein, wobei die Bremskraft die Reaktionskraft, die von der Straßenoberfläche ausgeübt wird, wesentlich überschreitet.

Angesichts des voranstehend geschilderten Stands der Technik besteht ein allgemeines Ziel der vorliegenden Erfindung in der Bereitstellung eines Antiblockierbremssteuersystems für ein Kraftfahrzeug, bei welchem die voranstehend geschilderten Probleme in zufriedenstellender Weise gelöst sind.

Insbesondere besteht ein Ziel der vorliegenden Erfindung in der Bereitstellung eines Antiblockierbremssteuersystems, bei welchem eine korrigierte Beschleunigung, die durch Korrektur einer Radbeschleunigung mit einem Torsionsdrehmoment erhalten wird, welches in einer Antriebswelle auftritt, die im Betrieb eine Antriebsvorrichtung wie beispielsweise eine Brennkraftmaschine mit innerer Verbrennung mit Antriebsrädern kuppelt, dazu verwendet wird, die Steigung oder Rate einzustellen, mit welcher der Bremsdruck erhöht wird, um hierdurch einen übermäßigen Anstieg des Bremsdrucks zu verhindern.

Ein weiteres Ziel der vorliegenden Erfindung besteht in der Bereitstellung eines Verfahrens zum Kontrollieren des Bremsdrucks auf solche Weise, wie dies voranstehend beschrieben wurde, wobei dieses Verfahren unter Verwendung eines entsprechend programmierten Mikrocomputers oder dergleichen durch-

geführt werden kann.

Angesichts der voranstehenden und weiterer Ziele, die aus der nachstehenden Beschreibung noch deutlicher werden, wird gemäß einer Zielrichtung der vorliegenden Erfindung ein Antiblockierbremssteuersystem für ein Kraftfahrzeug zur Verfügung gestellt, um eine Bremskraft auf das Kraftfahrzeug auf sichere Weise auszuüben, während das Auftreten eines Radblockierzustands vermieden wird, indem eine Operation zum Verringern eines Bremsdrucks, wenn eine Radgeschwindigkeit beim Bremsen auf ein Niveau absinkt, bei welchem der Radblockierzustand wahrscheinlich auftreten wird, und erneut der Bremsdruck erhöht wird, wenn sich die Radgeschwindigkeit infolge des Absinkens des Bremsdrucks wieder erholt, wiederholt wird, wobei dieses System eine Radgeschwindigkeitserfassungsvorrichtung zur Feststellung einer Umdrehungsgeschwindigkeit jedes der Räder des Kraftfahrzeugs aufweist, eine Radbeschleunigungsarithmetikvorrichtung zur arithmetischen Bestimmung der Beschleunigung des Rades auf der Grundlage der Radgeschwindigkeit, die von der Radgeschwindigkeitserfassungsvorrichtung erhalten wird, eine Torsionsdrehmomenterfassungsvorrichtung zur Feststellung eines Torsionsdrehmoments, welches auf eine Antriebswelle einwirkt, die im Betrieb jedes der Räder mit einer Antriebsvorrichtung verbindet, eine Arithmetikvorrichtung für eine korrigierte Beschleunigung zum arithmetischen Bestimmen einer korrigierten Beschleunigung, durch Korrektur der von der Radbeschleunigungsarithmetikvorrichtung erhaltenen Radbeschleunigung durch das Torsionsdrehmoment, welches von der Torsionsdrehmomenterfassungsvorrichtung erhalten wird, eine Steuerbefehlsvorrichtung zur Ausgabe eines Befehls zur Änderung einer Bremskraftsteigerung (also einer Rate, mit welcher die Bremskraft zum Ansteigen veranlaßt wird) in Abhängigkeit vom Zustand der Radbeschleunigung, der das Verhalten des Rades anzeigt, und vom Zustand der korrigierten Beschleunigung, der den Einfluß des Torsionsdrehmoments anzeigt, und eine Bremskraftregelvorrichtung zum Kontrollieren, Steuern oder Regeln der Bremskraft entsprechend dem Befehl.

Durch die voranstehend geschilderte Ausbildung des Antiblockierbremssteuersystems, bei welchem das an die Antriebswelle angelegte Torsionsdrehmoment festgestellt wird, und die Beschleunigung des Rades durch das Torsionsdrehmoment korrigiert wird, so daß die korrigierte Beschleunigung zum Kontrollieren des Bremsdrucks verwendet werden kann, ist es möglich, einen zu starken Anstieg des Bremsdrucks in der Anfangsphase der Bremssteuerung zu unterdrücken, durch optimale Änderung der Steigung oder Rate, mit welcher der Bremsdruck zunimmt, zum geeigneten Zeitpunkt, selbst wenn Vibrationen oder eine Torsion in der Antriebswelle nach dem Kuppeln der Antriebsvorrichtung, beispielsweise der Brennkraftmaschine, an die Antriebsräder mit Hilfe einer Kupplung auftritt. Daher kann eine hohe Bremskraft beibehalten werden, wenn das Kraftfahrzeug auf einer Straßenoberfläche mit hohem Reibungskoeffizienten fährt, während in der Anfangssteuerphase die Stabilität des Kraftfahrzeugs sichergestellt ist, welches auf einer Straßenoberfläche mit niedrigem Reibungskoeffizienten fährt. Weiterhin kann das Gieren des Kraftfahrzeugs auf einer Straßenoberfläche verhindert werden, welche unterschiedliche Reibungskoeffizienten für die linken und rechten Räder aufweist. Durch arithmeti-

sche Bestimmung des Torsionsdrehmoments durch eine Vorrichtung zur Feststellung der Umdrehungsgeschwindigkeit (Umdrehungen pro Minute) der Antriebsvorrichtung wie beispielsweise einer Brennkraftmaschine oder einer Antriebswelle kann darüber hinaus das Antiblockierbremssteuersystem kostengünstig ausgeführt werden, verglichen mit einem System, bei welchem das Torsionsdrehmoment der Antriebswelle mit Hilfe einer an sich bekannten Dehnungsmeßstreifenvorrichtung gemessen wird.

Bei einer bevorzugten Ausführungsform der Erfindung kann das Antiblockierbremssteuersystem weiterhin eine Filtervorrichtung aufweisen, um arithmetisch eine zweite Radbeschleunigung dadurch zu bestimmen, daß eine Transientenänderung der Radbeschleunigung durch eine Filterverarbeitung ausgeschaltet wird. In diesem Fall kann die Steuerbefehlsvorrichtung die Bremskraft dadurch steuern, daß die Bremskraftherhöhungsrate oder -steigung geändert wird, wenn die Radbeschleunigung kleiner als ein vorbestimmter Wert ist, oder wenn die korrigierte Beschleunigung kleiner als ein vorbestimmter Wert ist, in einem Zustand, in welchem die zweite Radbeschleunigung kleiner als ein vorbestimmter Wert ist.

Infolge der Anordnung des voranstehend geschilderten Antiblockierbremssteuersystems, bei welchem die Radbeschleunigung einer Filterverarbeitung unterzogen wird, um Rauschkomponenten auszuschalten, beispielsweise Vibrationen der Räder, die durch die Unebenheit der Straßenoberfläche hervorgerufen werden, ist es möglich, die Bremskraftherhöhungsrate oder -rate zum optimalen Zeitpunkt zu ändern oder zu modifizieren, unter Berücksichtigung des Einflusses des Torsionsdrehmoments, der durch die korrigierte Beschleunigung angegeben wird, wenn das Verhalten des Rades eine ausreichende Verzögerung zeigt, oder wenn festgestellt wird, daß die Bremskraft nahe an der Reaktionskraft liegt, die von der Straßenoberfläche ausgeübt wird. Auf diese Art und Weise kann der Bremswirkungsgrad verbessert werden.

Bei einer weiteren bevorzugten Ausführungsform der Erfindung kann die Steuerbefehlsvorrichtung so ausgelegt sein, daß sie die Bremskraftherhöhungsrate dadurch verringert, daß sie die Bremskraft beibehält, wenn die zweite Radbeschleunigung kleiner als ein vorbestimmter Wert ist, wobei die Radbeschleunigung kleiner als ein vorbestimmter Wert ist, und wenn die korrigierte Beschleunigung kleiner als ein vorbestimmter Wert ist.

Infolge der voranstehend geschilderten Ausbildung des Antiblockierbremssteuersystems ist es möglich, eine Verzögerung des Kraftfahrzeugs mit hohem Wirkungsgrad zu erzielen, und zwar dadurch, daß der Zeitpunkt zum Verringern der Bremskraft dadurch verzögert wird, daß die Bremskraftherhöhungsrate verringert oder abgesenkt wird, anstatt die Bremskraft zu erhöhen, da eine starke Verzögerung des Rades bedeutet, daß auch die korrigierte Beschleunigung wesentlich abnimmt, und daher eine adäquate Bremskraft wirksam angelegt werden kann.

Bei einer weiteren bevorzugten Ausführungsform der Erfindung kann das Antiblockierbremssteuersystem weiterhin eine Fahrzeugkarosseriebeschleunigungsrechnungsvorrichtung aufweisen, um die Verzögerung der Fahrzeugkarosserie zu bestimmen. In diesem Fall kann die Steuerbefehlsvorrichtung die Bremskraft dadurch steuern, daß die Bremskraftherhöhungsrate in Abhängigkeit vom Zustand der Fahrzeugkarosserie geändert wird, welcher durch die Verzögerung der Fahr-

zeugkarosserie angezeigt wird, sowie in Abhängigkeit von der Radbeschleunigung, die das Verhalten des Rades anzeigt, und in Abhängigkeit von der korrigierten Beschleunigung, welche den Einfluß des Torsionsdrehmoments anzeigt.

Durch die voranstehend geschilderte Ausbildung des Antiblockierbremssteuersystems ist es möglich, die Bremskraftherhöhungsrate oder -rate dadurch einzustellen, daß die Verzögerung der Karosserie des Kraftfahrzeugs berücksichtigt wird, und daher die Änderung der auf das Rad einwirkenden Last.

Bei einer weiteren bevorzugten Ausführungsform der Erfindung kann die Steuerbefehlsvorrichtung so ausgelegt sein, daß sie die Bremskraft durch Änderung der Bremskraftherhöhungsrate oder -rate in Abhängigkeit von der Feststellung steuert, daß eine Bremskraftverringerungssteuerung für zumindest ein anderes Rad als jenes begonnen wurde, welches korrekt gesteuert wird, in Abhängigkeit von der Radbeschleunigung, die das Verhalten des Rades angibt, und der korrigierten Beschleunigung, die den Einfluß des Torsionsdrehmoments angibt.

Durch die voranstehend geschilderte Ausbildung des Antiblockierbremssteuersystems kann die Erhöhungsrate der Bremskraft, die an das andere Rad angelegt wird, nach dem Beginn der Bremskraftverringerungssteuerung abgemildert werden. Wenn eines unter den linken und rechten Rädern auf einer Straßenoberfläche mit hoher Reibung abläuft, wobei das andere auf einer Straßenoberfläche mit niedriger Reibung abläuft, wird die Antiblockierbremssteuersystem (das Absenken des Bremshydraulikdrucks) zuerst für das letztgenannte Rad begonnen, und dann für das erstere. In diesem Fall wird die an das erstgenannte Rad angelegte Bremskraft größer als die Bremskraft, die an das letztgenannte Rad angelegt wird, was dazu führt, daß das Kraftfahrzeug zur Drehung veranlaßt wird, infolge der unterschiedlichen Bremskräfte, die auf das linke bzw. rechte Rad einwirken. Durch die voranstehend geschilderte Ausbildung des Antiblockierbremssteuersystems wird jedoch das Kraftfahrzeug gegen eine derartige zwangsweise Drehung geschützt, wodurch ein großer Toleranzbereich für die Betätigung des Lenkrads sichergestellt werden kann.

Die Erfindung betrifft weiterhin ein Verfahren zum Kontrollieren der Bremskraft in dem voranstehend beschriebenen Antiblockierbremssteuersystem.

Gemäß einer weiteren Zielrichtung der vorliegenden Erfindung wird daher ein Verfahren zum Kontrollieren der Bremskraft in einem Antiblockierbremssteuersystem für ein Kraftfahrzeug zur Verfügung gestellt, um auf sichere Weise eine Bremskraft auf das Kraftfahrzeug auszuüben, während das Auftreten eines Radblockierzustands dadurch vermieden wird, daß eine Operation wiederholt wird, bei welcher der Bremshydraulikdruck verringert wird, wenn eine Radgeschwindigkeit beim Bremsen auf ein Niveau absinkt, bei dem das Auftreten einer Radblockierung wahrscheinlich wird, und erneut der Bremshydraulikdruck erhöht wird, wenn sich die Radgeschwindigkeit infolge der Absenkung des Bremshydraulikdrucks wieder erholt, wobei das Verfahren folgende Schritte aufweist: Feststellung einer Umdrehungsgeschwindigkeit jedes der Räder des Kraftfahrzeugs, arithmetische Bestimmung der Beschleunigung des Rades auf der Grundlage der Radgeschwindigkeit, Feststellung eines Torsionsdrehmoments, welches auf eine Antriebswelle einwirkt, die im Betrieb jedes der Räder mit einer Antriebsvorrichtung verbindet, arith-

metische Bestimmung einer korrigierten Beschleunigung durch Korrigieren der Radbeschleunigung durch das Torsionsdrehmoment, Ausgabe eines Befehls zur Änderung einer Bremskraftherhöhungssteigung in Abhängigkeit vom Zustand der Radbeschleunigung und vom Zustand der korrigierten Beschleunigung, welche den Einfluß des Torsionsdrehmoments angibt, und Steuern der Bremskraft entsprechend dem Befehl. Da das voranstehend geschilderte Verfahren sowie weitere Einzelheiten, die aus der Beschreibung noch deutlicher werden, als Programm vorbereitet werden kann, welches in einem ROM gespeichert ist, das in einem Mikrocomputer vorgesehen ist, so daß das Verfahren durch diesen Mikrocomputer ausgeführt werden kann, soll ein derartiger Mikrocomputer oder Speicher, in welchem das Steuerverfahren gespeichert ist, selbst in Form eines Programms, von der vorliegenden Erfindung umfaßt sein.

Die Erfindung wird nachstehend anhand zeichnerisch dargestellter Ausführungsbeispiele näher erläutert, aus welchen weitere Vorteile und Merkmale hervorgehen. Es zeigt:

Fig. 1 ein Funktionsblockschaltbild zur Erläuterung des grundlegenden Konzepts des Antiblockierbremssteuersystems gemäß der vorliegenden Erfindung;

Fig. 2 eine schematische Darstellung der grundsätzlichen Anordnung des Antiblockierbremssteuersystems für ein Kraftfahrzeug gemäß einer Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;

Fig. 3 ein Schaltbild einer Bremsregelvorrichtung, die einem Rad zugeordnet vorgesehen ist, gemäß einer Ausführungsform der Erfindung;

Fig. 4 ein Blockschaltbild des Aufbaus einer Steuerung, die in dem System gemäß einer Ausführungsform der Erfindung vorgesehen ist;

Fig. 5 ein Flußdiagramm zur Erläuterung des Arbeitsablaufs, der von einem Mikrocomputer durchgeführt wird, welcher in der Steuerung gemäß einer Ausführungsform der Erfindung vorgesehen ist;

Fig. 6 ein Flußdiagramm zur grundlegenden Erläuterung des Ablaufs von Bremsanlegungsdrucksteuervorgängen gemäß einer Ausführungsform der Erfindung;

Fig. 7 ein Signalforddiagramm zur Erläuterung einer Bremskraftsteuerprozedur gemäß einer Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;

Fig. 8 ein Signalforddiagramm zur Erläuterung einer Bremskraftsteuerprozedur gemäß einer weiteren Ausführungsform der Erfindung; und

Fig. 9 ein Signalforddiagramm zur Erläuterung einer konventionellen Bremskraftsteuerprozedur, die schon bekannt ist.

## ALLGEMEINE BESCHREIBUNG

Zuerst wird unter Bezugnahme auf Fig. 1 das grundlegende Konzept geschildert, welches der Erfindung zugrundeliegt.

Fig. 1 zeigt schematisch als Blockschaltbild das grundlegende Konzept der vorliegenden Erfindung. In der Figur besteht das Antiblockierbremssteuersystem aus einer Radgeschwindigkeitserfassungsvorrichtung 101 zur Feststellung einer Umdrehungsgeschwindigkeit jedes der Räder eines Kraftfahrzeugs, einer Radbeschleunigungsarithmetikvorrichtung 102 zur arithmetischen Bestimmung der Beschleunigung des Rades auf der Grundlage der Radgeschwindigkeit, die von der Radgeschwindigkeitserfassungsvorrichtung 101 bestimmt wird, einer Torsionsdrehmomenterfassungsvor-

richtung 103 zur Feststellung einer Torsionsdrehmoments, welches auf einer Antriebswelle einwirkt, die für jedes der Räder vorgesehen ist, und im Prinzip mit einer Primärtriebsquelle wie beispielsweise einer Brennkraftmaschine mit innerer Verbrennung oder dergleichen gekuppelt ist, einer Arithmetikvorrichtung 104 für eine korrigierte Beschleunigung zur arithmetischen Bestimmung einer korrigierten Beschleunigung durch Korrektur der Radbeschleunigung, die von der Radbeschleunigungsarithmetikvorrichtung 102 ermittelt wird, durch ein Torsionsdrehmoment, welches von der Torsionsdrehmomenterfassungsvorrichtung 103 bestimmt wird, einer Steuerbefehlsvorrichtung 105 zur Ausgabe eines Steuerbefehls zur Änderung einer Bremskraftanstiegsrate oder -steigung in Abhängigkeit von dem Zustand der Radbeschleunigung, der das Verhalten des Rades anzeigt, und dem Zustand der korrigierten Beschleunigung, der den Einfluß des Torsionsdrehmoments anzeigt, und einer Bremskraftregelvorrichtung 106 zum Kontrollieren der Bremskraft, die an die Räder angelegt wird, auf der Grundlage des voranstehend erwähnten Befehls.

Das Torsionsdrehmoment, welches zwischen der Antriebsvorrichtung, wie beispielsweise der Brennkraftmaschine und einem Antriebsrad oder den Antriebsrädern auftritt, das bzw. die im Betrieb mit der Brennkraftmaschine über eine Antriebswelle gekuppelt ist bzw. sind, wird festgestellt, worauf die Radbeschleunigung unter Berücksichtigung des festgestellten Torsionsdrehmoments korrigiert wird, um hierdurch eine korrigierte Beschleunigung zu bestimmen. Die korrigierte Beschleunigung kann arithmetisch folgendermaßen ermittelt werden:

Wenn eine Torsion auf die Antriebswelle für die Räder einwirkt, läßt sich die Bewegungsgleichung des Rades, bei welchem die Torsion berücksichtigt wird, folgendermaßen ausdrücken:

$$I_w \cdot (d\omega/dt) = \mu \cdot W \cdot r - T_b - T_t \quad (1)$$

wobei  $I_w$  das Trägheitsmoment des Rades bezeichnet,  $\omega$  die Winkelgeschwindigkeit des Rades,  $T_t$  das Torsionsdrehmoment,  $\mu$  den Reibungskoeffizienten einer Straßenoberfläche,  $W$  eine auf das Rad einwirkende Last,  $r$  den Radius des Rades, und  $T_b$  das Bremsdrehmoment.

Die Beziehung zwischen der Radwinkelgeschwindigkeit  $\omega$  und der Radbeschleunigung  $G_w$  kann folgendermaßen ausgedrückt werden:

$$G_w = Kr \cdot (d\omega/dt) \quad (2)$$

wobei  $Kr$  eine Konstante ist. Aus den Gleichungen (1) und (2) läßt sich folgender Ausdruck (3) ableiten.

$$G_c = G_w + (Kr/I_w) \cdot T_t \quad (3)$$

Daher kann die korrigierte Beschleunigung  $G_c$  auf der Grundlage der Radbeschleunigung  $G_w$  und des Torsionsdrehmoments  $T_t$  entsprechend der voranstehenden Gleichung (3) ermittelt werden.

Weiterhin läßt sich aus den Gleichungen (1) und (3) die korrigierte Beschleunigung  $G_c$  auch folgendermaßen ausdrücken:

$$G_c = (Kr/I_w) \cdot (\mu \cdot W \cdot r - T_b) \quad (4)$$



Anders ausgedrückt kann auf der Grundlage der korrigierten Beschleunigung  $G_c$  die Beziehung zwischen dem Reifendrehmoment  $\mu W$ , welches durch den Reibungskoeffizienten  $\mu$  der Straßenoberfläche, die Reaktionskraft  $\mu W$ , die von der Straßenoberfläche in Reaktion auf die Radbelastung  $W$  ausgeübt wird, und den Radradius  $R$  bestimmt wird, einerseits, und andererseits dem Brmsdrehmoment  $T_b$ , welches durch den Brmsdruck erzeugt wird, bestimmt werden.

Wenn daher das Torsionsdrehmoment als Antriebskraft wirkt (also für  $T_t < 0$ ), zeigt die korrigierte Beschleunigung eine höhere Verzögerung als die Radbeschleunigung. Wenn daher das Antriebsrad unter Einwirkung des Torsionsdrehmoments angetrieben wird, kann die Beziehung zwischen der Reaktionskraft der Straßenoberfläche und der Bremskraft aus der korrigierten Beschleunigung  $G_c$  selbst dann erhalten werden, wenn die Bremskraft die Reaktionskraft überschreitet, die von der Straßenoberfläche ausgeübt wird, obwohl der Einfluß des Torsionsdrehmoments auf die Radbeschleunigung schwierig festzustellen ist, wie auch aus der Gleichung (4) hervorgeht.

Gemäß der vorliegenden Erfindung wird vorgeschlagen, die Steigung oder Rate zu ändern, mit welcher die Bremskraft erhöht wird (nachstehend auch als Bremskraftherhöhungssteigung bezeichnet), und zwar in Abhängigkeit von zwei Parametern, nämlich der korrigierten Beschleunigung und der Radbeschleunigung. Anders ausgedrückt ist es möglich, selbst wenn eine Verzögerung des Antriebsrades unter Einwirkung des Torsionsdrehmoments nicht auftritt, welches als Antriebskraft wirkt, die Bremskraftherhöhungssteigung oder -rate auf der Grundlage der korrigierten Beschleunigung zu ändern.

Nunmehr wird die vorliegende Erfindung im einzelnen auf der Grundlage dessen beschrieben, was momentan als bevorzugte oder typische Ausführungsformen der Erfindung angesehen wird, unter Bezugnahme auf die Zeichnungen. Hierbei bezeichnen gleiche Bezugszeichen gleiche oder entsprechende Teile in allen Figuren.

#### AUSFÜHRUNGSFORM 1

Unter Bezugnahme auf die Fig. 2 bis 4 wird nunmehr ein bei einem Kraftfahrzeug vorgesehenes Antiblockierbremssteuersystem gemäß einer ersten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung beschrieben, wobei Fig. 2 schematisch den grundlegenden Aufbau des Antiblockierbremssteuersystems zeigt, Fig. 3 im einzelnen den Aufbau eines in Fig. 2 dargestellten Betätigungsgliedes zeigt, und Fig. 4 als Blockschaltbild im einzelnen die Systemkonfiguration einer in Fig. 3 gezeigten Steuerung zeigt.

Wie aus Fig. 2 hervorgeht, ist in der Nähe der einzelnen Räder 1a bis 1d des Kraftfahrzeugs jeweils ein Radgeschwindigkeitssensor 2a, ..., 2d vorgesehen, der jeweils durch einen elektromagnetischen Aufnehmersensor oder photoelektrischen Wandler gebildet werden kann, der an sich bekannt ist. Diese Radgeschwindigkeitssensoren 2a bis 2d dienen dazu, Umdrehungsgeschwindigkeitssignale zu erzeugen, welche die Umdrehungsgeschwindigkeit (Umdrehungen pro Minute) des zugehörigen Rades 1a bis 1d anzeigen. Diese Radgeschwindigkeitssensoren 2a bis 2d arbeiten so zusammen, daß sie die voranstehend geschilderte Radgeschwindigkeitserfassungsvorrichtung 101 ausbilden.

Bei den Rädern 1a bis 1d sind die Antriebsräder 1a

und 1b im Betrieb mit einer Brennkraftmaschine mit innerer Verbrennung (nachstehend einfach als Brennkraftmaschine) 6 des Kraftfahrzeugs gekuppelt, über Achswellen 4a und 4b, ein Differentialgetriebe 5 und eine Antriebswelle 33, w bei die Achswelle 4a und 4b mit Drehmomentsensoren 3a und 3b versehen sind, um das Torsionsdrehmoment festzustellen, welches auf die jeweilige Achswelle 4a bzw. 4b einwirkt. Die Achswelle (4a, 4b) kann auch als Antriebswelle bezeichnet werden. Wenn es sich bei dem betreffenden Kraftfahrzeug um ein Fahrzeug mit Vorderradantrieb handelt, dienen die Vorderräder als die Antriebsräder 1a und 1b, wobei die Hinterräder die angetriebenen Räder 1c und 1d darstellen. Andererseits dienen im Falle eines Fahrzeugs mit Hinterradantrieb die Hinterräder als die Antriebsräder 1a und 1b. Die Drehmomentsensoren 3a und 3b sind den Antriebsrädern zugeordnet vorgesehen.

Im einzelnen ist jeder der Drehmomentsensoren 3a und 3b folgendermaßen aufgebaut. Jeder der Drehmomentsensoren weist die Form einer Dehnungsmeßstreifenbrücke auf, die auf jeder der Achswellen 4a und 4b vorgesehen ist, so daß der Dehnungsmeßstreifen eine Verformung entsprechend der Größe des Torsionsdrehmoments erfährt, welches auf die zugeordnete Achswelle 4a bzw. 4b einwirkt, wobei die Verformung als Änderung der Spannung festgestellt wird, die über den Klemmen der Brückenschaltung auftritt, welche die Dehnungsmeßbrücke bildet. Das von der Dehnungsmeßbrücke stammende Spannungssignal wird verstärkt, um einer Steuerung 11 über einen Schlupftring oder in Form eines Funksignals zugeführt zu werden. Auf diese Weise können die Ausgangssignale der Drehmomentsensoren 3a und 3b, die auf der Achswelle 4a bzw. 4b vorgesehen sind, an die Steuerung 11 übertragen werden. Hierbei arbeiten die Drehmomentsensoren 3a und 3b so zusammen, daß sie die voranstehend geschilderte Torsionsdrehmomenterfassungsvorrichtung 103 bilden.

Den Rädern 1a bis 1d zugeordnet sind Bremsgeräte 7a bis 7d (Bremsen), welche als die Bremsvorrichtung dienen.

Ein Hauptzylinder 9 ist im Betrieb mit einem Bremspedal 8 über eine Übertragungsvorrichtung wie beispielsweise eine Stange verbunden. Wenn das Bremspedal 8 niedergedrückt wird, wird durch den Hauptzylinder 9 ein Bremsanlegungsdruck mit einer Größe entsprechend dem Niederdruckhub des Bremspedals 8 erzeugt. Der von dem Hauptzylinder 9 erzeugte Bremsanlegungsdruck wird durch die Betätigungsgliedvorrichtung 10 entsprechend dem Ausgangssignal der Steuerung 11 geregelt, wie nachstehend noch genauer erläutert wird, worauf der Bremsanlegungsdruck dem jeweiligen Bremsgerät 7a bis 7d zugeführt wird. Die Betätigungsgliedvorrichtung 10 wird durch Betätigungsglieder 10a bis 10d gebildet, entsprechend den Bremsgeräten 7a bis 7d, welche den Rädern 1a bis 1d zugeordnet sind. Hierbei bildet die Betätigungsgliedvorrichtung 10 eine Bremskraftregelvorrichtung.

Die Steuerung 11 ist so ausgelegt, daß sie die Signale von den Radgeschwindigkeitssensoren 2a bis 2d und den Drehmomentsensoren 3a und 3b empfängt, um arithmetische Operationen und Steuerverarbeitungen für die Antiblockierbremssteuerung durchzuführen, auf der Grundlage der voranstehend geschilderten Signale, und um so Ausgangssignale zum Treiben der Betätigungsgliedvorrichtung 10 zu erzeugen.

Die Betätigungsgliedvorrichtung 10 wird durch die Betätigungsglieder 10a bis 10d mit dem in Fig. 3 gezeigten Aufbau gebildet. Da die Betätigungsglieder 10a bis

10d, welche die Betätigungsgliedvorrichtung 10 bilden, denselben Aufbau aufweisen, und nachstehend beispielhaft das Betätigungsglied 10a beschrieben, wobei darauf hingewiesen wird, daß diese Beschreibung entsprechend für die anderen Betätigungsglieder 10b, 10c und 10d Gültigkeit hat.

Das Betätigungsglied 10a weist ein Druckhalteventil 12 auf, welches in einem Hydraulikrohr angebracht ist, das von dem Hauptzylinder 9 zum Bremsgerät 7a verläuft, sowie ein Druckverringermagnetventil 13, welches in einem Hydraulikfluidrückgewinnungsrohr vorgesehen ist, welches vom Bremsgerät 7a zum Hauptzylinder 9 über einen Vorratsbehälter 14 und eine Hydraulikfluidrückgewinnungspumpe 15 verläuft. Der Betrieb des Druckhalteventils 12 und des Druckverringermagnetventils 13 wird dadurch durchgeführt, daß deren Magnetspulen unter Steuerung durch die Steuerung 11 elektrisch mit Strom versorgt bzw. nicht versorgt werden. Weiterhin bezeichnet das Bezugszeichen 16 ein Motorrelais zum Einschalten/Ausschalten der Stromversorgung für einen Elektromotor, der in einer Pumpe 15 vorgesehen ist, in Abhängigkeit von dem Ausgangssignal der Steuerung 11.

Nunmehr erfolgt eine Beschreibung des Betriebs der Betätigungsgliedvorrichtung 10. Wenn das Bremspedal 8 heruntergedrückt wird, wird ein Hydraulikdruck an den Hauptzylinder 9 angelegt, was dazu führt, daß ein Bremsfluid oder Öl von dem Hauptzylinder 9 in das Bremsgerät 7a, ..., 7d hineinfließt, über das Druckhalteventil 12 des Betätigungsgliedes 10a, ..., 10d, wodurch der Bremsanlegungsdruck innerhalb des Bremsgerätes 7a, ..., 7d zum Ansteigen veranlaßt wird.

Wenn von der Steuerung 11 ein Druckverringersignal ausgegeben wird, werden das Druckhalteventil 12 und das Druckverringermagnetventil 13 mit elektrischem Strom versorgt, was dazu führt, daß der Bremsfluidkanal zwischen dem Hauptzylinder 9 und dem Bremsgerät 7a, ..., 7d unterbrochen oder geschlossen wird, wogegen ein Bremsfluidkanal zwischen dem Bremsgerät 7a, ..., 7d und dem Vorratsbehälter 14 geöffnet wird. Daher wird der Bremsdruck innerhalb des Bremsgerätes 7a, ..., 7d an den Vorratsbehälter 14 abgegeben, wodurch der Bremsanlegungsdruck verringert wird. Gleichzeitig wird das Motorrelais 16 geschlossen, um den Motor der Hydraulikfluidrückgewinnungspumpe 15 in Betrieb zu setzen. Dies führt dazu, daß der Hydraulikdruck im Inneren des Vorratsbehälters 14 ansteigt. Das Hydraulikfluid innerhalb des Vorratsbehälters 14 wird daher zum Hauptzylinder 9 zurückgeschickt, in Vorbereitung für die darauffolgende Steuerung, wobei der Bremsanlegungsdruck gehalten wird.

Wenn dann ein Haltesignal von der Steuerung 11 ausgegeben wird, wird nur das Druckhalteventil 12 mit elektrischem Strom versorgt, wodurch sämtliche Bremsdruckpfade unterbrochen werden.

Wenn andererseits von der Steuerung 11 ein Druckerhöhungsbefehlssignal ausgegeben wird, werden die elektrischen Ströme abgeschaltet, die dem Druckhalteventil 12 und dem Druckverringermagnetventil 13 zugeführt werden, was dazu führt, daß die Hydraulikpfade zwischen dem Hauptzylinder 9 und dem Bremsgerät 7a, ..., 7d erneut eingerichtet werden. Daher wird das unter hohem Druck stehende Bremsfluid, welches zum Hauptzylinder 9 zurückgeschickt wurde, und ebenso das von der Hydraulikfluidrückgewinnungspumpe 15 ausgestoßene Bremsfluid, zum Fluß in das Bremsgerät 7a, ..., 7d veranlaßt, wodurch der Bremsan-

legungsdruck erhöht wird.

Wie aus den voranstehenden Ausführungen deutlich geworden sein sollte, wird der Bremsanlegungsdruck dadurch geregelt, daß der voranstehende Druckverringervorgang, der Druckhaltevorgang und der Druckerhöhungsvorgang entsprechend den Befehlen wiederholt werden, die von der Steuerung 11 ausgegeben werden. Auf diese Weise werden die Räder des Kraftfahrzeugs dagegen geschützt, zu blockieren.

Die Steuerung 11 weist eine derartige Schaltungsausbildung auf, wie in Fig. 4 gezeigt. In Fig. 4 weist die Steuerung 11 Signalformschaltungen 20a, 20b, 20c und 20d auf, die zum Formen der Ausgangssignale der Radgeschwindigkeitssensoren 2a, 2b, 2c und 2d in Signalimpulse dienen, die für die von einem Mikrocomputer 23 durchgeführten Verarbeitungen geeignet sind, Verstärkerschaltungen 21a und 21b zum Umwandeln der Ausgangssignale des Drehmomentsensors 3a und 3b in Digitalsignale, die für die von dem Mikrocomputer 23 durchgeführten Verarbeitungen geeignet sind, und eine Stromversorgungsschaltung 22 zum Liefern einer vorbestimmten Konstantspannung an den Mikrocomputer 23, wenn ein Zündschalter 27 eingeschaltet ist. Der Mikrocomputer 23 weist eine CPU (zentrale Verarbeitungseinheit) 23a auf, ein RAM (Speicher mit wahlfreiem Zugriff) 23b, ein ROM (Nur-Lese-Speicher) 23c, eine Eingangs/Ausgangsschnittstelle 23d und weitere Bauteile. Weiterhin ist die Steuerung 11 mit Betätigungsgliedtreiberschaltungen 24a, 24b, 24c und 24d versehen, welche Ausgangstreibersignale zum Treiben des Betätigungsgliedes 10a, 10b, 10c bzw. 10d ausgeben, in Reaktion auf entsprechende Steuersignale, die von dem Mikrocomputer 23 ausgegeben werden, und ist mit einer Treiberschaltung 25 versehen, um eine Spule oder Wicklung 16b des Motorrelais 16 mit elektrischem Strom zu versorgen, und hierdurch einen normalerweise geöffneten Kontakt 16a des Relais 16 zu schließen.

Als nächstes erfolgt unter Bezugnahme auf die in den Fig. 5 und 6 gezeigten Flußdiagramme eine Beschreibung der Operationen des Mikrocomputers 23, der in der Steuerung 11 mit dem voranstehend geschilderten Aufbau vorgesehen ist. Zuerst wird der generelle Verarbeitungsfluß unter Bezugnahme auf Fig. 5 erläutert. In einem Schritt S1 wird eine Initialisierung des RAM 23b und der Eingangs/Ausgangsschnittstelle 23d durchgeführt.

Daraufhin wird die Radgeschwindigkeit  $V_w$  in einem Schritt S2 arithmetisch bestimmt. Im einzelnen beginnt nach Empfang der Impulssignale mit Impulsfrequenzen, welche die Umdrehungsgeschwindigkeit des einzelnen Rades 1a, ..., 1d anzeigen, von dem Signalformverstärkerschaltungen 20a, ..., 20d der Mikrocomputer 23 mit der Radgeschwindigkeitsarithmetikverarbeitung (Schritt S2), und beginnt daraufhin das Zählen der Impulsanzahl  $P_n$ , um die seit dem Beginn der Pulszähloperation abgelaufene Zeit  $T_n$  zu messen. Auf der Grundlage des Zählwertes  $P_n$  und der abgelaufenen Zeit  $T_n$ , die so erhalten werden, wird die Radgeschwindigkeit  $V_w$  entsprechend folgender Gleichung (5) berechnet:

$$V_w = K_v \cdot (P_n / T_n) \quad (5)$$

wobei  $K_v$  eine Konstante angibt, die unter Berücksichtigung des Durchmessers des Rades, der Eigenschaften des Radgeschwindigkeitssensors 2 und anderer Faktoren bestimmt werden kann. In diesem Zusammenhang wird darauf hingewiesen, daß der voranstehend geschilderte Vorgang zur Bestimmung der Radgeschwindigkeit

keit  $V_w$  nur als Beispiel zu verstehen ist, und daß hierfür auch andere Verfahren eingesetzt werden können.

In einem nächsten Schritt S3 wird die Radbeschleunigung  $G_w$  arithmetisch auf der Grundlage der im Schritt S2 ermittelten Radgeschwindigkeit  $V_w$  bestimmt. Zu diesem Zweck wird eine Differenz zwischen der Radgeschwindigkeit  $V_w$  einerseits, die im Schritt S2 während des momentan durchgeführten Verarbeitungszeitraums TL bestimmt wird, und einer Radgeschwindigkeit  $V_{w1}$  andererseits, die in dem entsprechenden Schritt S2 in dem unmittelbar vorhergehenden Verarbeitungszeitraum bestimmt wurde, ermittelt, worauf die Radbeschleunigung  $G_w$  arithmetisch auf der Grundlage der voranstehend erwähnten Differenz und des Zeitraums TL entsprechend folgender Gleichung (9) bestimmt wird:

$$G_w = K_g \cdot (V_w - V_{w1}) / TL \quad (6)$$

wobei  $K_g$  eine Konstante ist. Die Radbeschleunigung  $G_w$  gibt an, daß die Umdrehung des Rades beschleunigt wird, wenn die Radbeschleunigung  $G_w$  ein positives Vorzeichen aufweist (also  $G_w > 0$ ), wogegen eine Radbeschleunigung  $G_w$  mit negativem Vorzeichen (also  $G_w < 0$ ) anzeigt, daß die Radgeschwindigkeit verzögert wird.

In einem Schritt S4 wird ein Filtervorgang für die Radbeschleunigung  $G_w$  durchgeführt, um eine zweite Radbeschleunigung  $G_f$  zu bestimmen. Die sich aus der Filterverarbeitung ergebende zweite Radbeschleunigung  $G_f$  stellt eine korrigierte Radbeschleunigung dar, aus welcher Vibrationen des Rades infolge einer welligen oder unebenen Straßenoberfläche unterdrückt oder ausgeschaltet sind.

In einem Schritt S5 wird eine gemessene Fahrzeugkarosseriesgeschwindigkeit  $V_b$  auf der Grundlage der Radgeschwindigkeit  $V_w$  des Rades 1a, ..., 1d bestimmt. Als Meßverfahren zu diesem Zweck kann der größte unter den Werten, die durch Verringerung der Fahrzeugkarosseriesgeschwindigkeit  $V_{b1}$  erhalten werden, die einen Steuerzeitraum vorher erhalten wurden, bei einem Gradienten oder einer Rate von  $-1g$ , und die höchste der Radgeschwindigkeiten  $V_f$  der vier Räder 1a bis 1d als die gemessene Fahrzeugkarosseriesgeschwindigkeit  $V_b$  ausgewählt werden. Darüber hinaus kann ein Schlupf dadurch bestimmt werden, daß die Differenz zwischen der gemessenen Fahrzeugkarosseriesgeschwindigkeit  $V_b$  und der Radgeschwindigkeit  $V_w$  berechnet wird.

In einem Schritt S6 wird ein Torsionsdrehmoment  $T_t$  bestimmt. Im einzelnen werden die Spannungssignale, die von den auf den Achswellen 4a und 4b angebrachten Drehmomentsensoren 3a bzw. 3b ausgegeben werden, in den Mikrocomputer 23 eingegeben, nachdem sie durch die Verstärkerschaltung 21a bzw. 21b verstärkt wurden. Auf der Grundlage von Digitalwerten, die durch eine A/D-Wandlung (Analog/Digitalwandlung) dieser Eingangssignale erhalten werden, wird das Torsionsdrehmoment  $T_t$  arithmetisch durch den Mikrocomputer 23 bestimmt.

In einem Schritt S7 wird die korrigierte Beschleunigung  $G_c$  arithmetisch bestimmt, auf der Grundlage der Radbeschleunigung  $G_w$  und des Torsionsdrehmoments  $T_t$ , entsprechend voranstehender Gleichung (3). Hierfür gilt nämlich

$$G_c = G_w + (K_r / I_w) \cdot T_t \quad (3)$$

In einem Verarbeitungsschritt S8 wird der Bremsan-

legungsdruck dadurch gesteuert, daß der Hydraulikdruck-Verringerungs-, Halte- oder Erhöhungsbefehl ausgegeben wird. Die Verarbeitung in diesem Schritt S7 wird nachstehend noch genauer erläutert.

In einem Schritt S9 werden Signale von der Steuerung 11 dem Betätigungsglied 10a, ..., 10d auf der Grundlage des Befehls zugeführt, der im Schritt S8 festgelegt wurde, worauf die Bremsanlegungsdruckerhöhungs-/Halte-/Verringerungssteuerungsbearbeitung durchgeführt wird. Da das Betätigungsglied 10a, ..., 10d nur drei Betriebsarten aufweist, nämlich die Bremshydraulikdruckverringerbetriebsart, die Bremshydraulikdruckhaltebetriebsart und die Bremshydraulikdruckerhöhungsbetriebsart, wird das Bremshydraulikdruckhaltesignal periodisch intermittierend in das Bremshydraulikdruckerhöhungssignal eingefügt, um die Verstärkung zum Erhöhen des Bremshydraulikdrucks zu unterdrücken, wenn der Bremsanlegungsdruck allmählich oder schrittweise erhöht werden soll, also mit geringerer Verstärkung, um hierdurch den Hydraulikdruck zunehmend oder schrittweise zu erhöhen. Eine entsprechende Steuerung kann dazu eingesetzt werden, den Bremsanlegungsdruck allmählich oder schrittweise zu verringern.

Nach der Ausführung der voranstehend geschilderten Verarbeitungsschritte wird zum Schritt S2 zurückgekehrt, wenn ein Steuerzeitraum mit vorbestimmter Zeitdauer abgelaufen ist. Diese Verarbeitungsprozedur wird wiederholt, bis der Zündschalter 27 geöffnet wird.

Als nächstes wird unter Bezugnahme auf das in Fig. 6 dargestellte Flußdiagramm der Schritt S8 für die Bremsanlegungsdruckerhöhung-/Halten-/Verringerungssteuerung beschrieben.

In Fig. 6 erfolgt in einem Schritt S11 eine Entscheidung, ob die Bedingungen für die übliche Antiblockierbremssteuerung zum Verringern, Halten oder Erhöhen des Bremshydraulikdrucks erfüllt sind oder nicht. Wenn hierbei die Größe des Schlupfes  $S$  größer als ein vorbestimmter Wert  $\lambda_1$  ist, und wenn die Radbeschleunigung  $G_w$  kleiner als ein vorbestimmter Wert  $\alpha_2$  ist, so wird entschieden, daß die Bremssteuerung begonnen werden soll, worauf die Verarbeitung zu einem Schritt S18 übergeht. Anderenfalls geht die Verarbeitung zum Schritt S12 über.

Im Schritt S12 wird entschieden, ob die Antiblockierbremssteuerung durchgeführt wird oder nicht. Ist dies der Fall (JA), so geht die Verarbeitung zum Schritt S18 über. Anderenfalls (NEIN) geht die Verarbeitung zu einem Schritt S13 über. Auf diese Weise werden die übliche Antiblockierbremssteuerung und die erfindungsgemäße Steuerung zur Änderung der Bremskraftherhöhungssteigung getrennt, wobei bei der üblichen Antiblockierbremssteuerung die Verarbeitung in den Schritten S18 und folgende durchgeführt wird.

Im Schritt S13 erfolgt eine Entscheidung, ob die zweite Radbeschleunigung  $G_f$ , die sich bei der Filterverarbeitung ergibt, kleiner als ein vorbestimmter Wert  $\gamma$  ist oder nicht. Ist die zweite Radbeschleunigung  $G_f$  kleiner als der vorbestimmte Wert  $\gamma$ , so geht die Verarbeitung zu einem Schritt S15 über, und anderenfalls zu einem Schritt S14. Dieser Entscheidungsschritt S13 ist dazu vorgesehen, zu verhindern, daß die Steuerung zur Änderung der Bremsanlegungsdruckerhöhungssteigung in Reaktion auf Übergangsvibrationen des Rades begonnen wird, die durch eine Unebenheit der Straßenoberfläche hervorgerufen werden, so daß die Bremsanlegungsdruckerhöhungssteigungsänderungssteuerung nur in jenem Zustand durchgeführt wird, wenn die Ver-



zögerung des Rades stabil erfolgt, also eine Bremskraft mit ausreichender Größe einwirkt.

Im Schritt S14 wird entschieden, ob bei einem der Räder die Antiblockierbremssteuerung durchgeführt wird oder nicht. Ist dies der Fall (JA), so geht die Verarbeitung zum Schritt S15 über. Anderenfalls (NEIN) geht die Verarbeitung zu einem Schritt S20 über. Im Zusammenhang mit diesem Entscheidungsschritt S14 wird darauf hingewiesen, daß dann, wenn das Kraftfahrzeug auf einer Straßenoberfläche fährt, die für die linken und rechten Räder einen unterschiedlichen Reibungskoeffizienten aufweist, das Steuern der Bremskräfte für diese Räder entsprechend den unterschiedlichen Reibungskoeffizienten einen hohen Unterschied der angelegten Bremskraft zwischen den linken und rechten Rädern erzeugt, was dazu führt, daß auf die Fahrzeugkarosserie ein hohes Giermoment einwirkt. Ein derartiges Gieren der Fahrzeugkarosserie kann dadurch unterdrückt werden, daß die Bremskraft für jenes Rad, welches sich an der Straßenseite dreht, die einen größeren Reibungskoeffizienten aufweist, nur allmählich erhöht wird. Weiterhin wird darauf hingewiesen, daß in der voranstehend geschilderten Situation der Punkt zum Ändern der Bremskraftherhöhungssteigung für jenes Rad, welches sich auf der Straßenseite dreht, die einen kleineren Reibungskoeffizienten aufweist, nicht auf der Grundlage der korrigierten Beschleunigung und der Radbeschleunigung bestimmt werden kann, die sich aus der Beziehung zwischen der Reaktionskraft der Straßenoberfläche, die auf das Rad einwirkt, und der auf das Rad einwirkenden Bremskraft gegeben ist. Daher wird in diesem Fall entschieden, ob bei irgendeinem der anderen drei Räder die Antiblockierbremssteuerung (Bremsanlegungsdruckverringerungssteuerung) durchgeführt wird oder nicht.

Wenn im Schritt S15 festgestellt wird, daß die Radbeschleunigung  $G_w$  kleiner als ein vorbestimmter Wert  $\alpha_1$  ist (JA), geht die Verarbeitung zu einem Schritt S16 über, und anderenfalls (NEIN) zu einem Schritt S17.

Wenn im Schritt S16 festgestellt wird, daß die korrigierte Beschleunigung  $G_c$  kleiner als ein vorbestimmter Wert  $\beta$  ist, so geht die Verarbeitung zu einem Schritt S22 über, um den Bremshydraulikdruck zu halten. Wenn andererseits die korrigierte Beschleunigung  $G_c$  nicht kleiner als der vorbestimmte Wert  $\beta$  ist, so wird ein Verarbeitungsschritt S21 durchgeführt, um einen Befehl zur allmählichen oder schrittweisen Erhöhung des Bremshydraulikdrucks auszugeben. Im einzelnen bedeutet, wenn die korrigierte Beschleunigung  $G_c$  kleiner als der vorbestimmte Wert  $\beta$  ist, diese Tatsache, daß das Rad mit hoher Rate verzögert wird, wobei die korrigierte Beschleunigung  $G_c$  ebenfalls abnimmt. Anders ausgedrückt wirkt eine Bremskraft mit geeigneter Größe. Durch Halten der momentanen Bremskraft, um hierdurch den Zeitpunkt zum Absenken der Bremskraft zu verzögern, ist es daher möglich, die Verzögerung der Fahrzeugkarosserie zu erhöhen. Es sei denn, daß die korrigierte Beschleunigung  $G_c$  abnimmt, trotz der starken Verzögerung der Radbeschleunigung  $G_w$ , so bedeutet dies, daß die Umdrehungsgeschwindigkeit des Rades schnell absinkt. Daher wird die Bremshydraulikdruckerhöhungssteigung geändert, bevor der Schlupf zunimmt, so daß sich die Bremskraft sanft ändert, um hierdurch einen starken Anstieg des Schlupfes zu verhindern, und die Stabilität der Fahrzeugkarosserie sicherzustellen.

Wenn im Schritt S17 festgestellt wird, daß die korrigierte Beschleunigung  $G_c$  kleiner als der vorbestimmte

Wert  $\beta$  ist, dann wird Verarbeitungsschritt S21 durchgeführt, um einen Befehl zur schrittweisen oder allmählichen Erhöhung des Bremshydraulikdrucks auszugeben, worauf die Steuerung zum Halten des Bremshydraulikdrucks und die Steuerung zum Erhöhen des Bremshydraulikdrucks periodisch wiederholt werden. Wenn andererseits die korrigierte Beschleunigung  $G_c$  nicht kleiner als der vorbestimmte Wert  $\beta$  ist, wird keine Ventilsteuerung durchgeführt, wobei der erhöhte Bremshydraulikdruck beibehalten wird, so daß eine Bremskraft in Abhängigkeit von dem Niederdruckhub des Bremspedals erzeugt wird. Wenn die Radgeschwindigkeit schnell abzunehmen beginnt, tritt in der Antriebswelle eine Torsion auf, und wirkt auf das Rad als Antriebskraft ein. Daher wird verhindert, daß die Radbeschleunigung  $G_w$  stark absinkt. In diesem Fall ist es unmöglich, mit der Radbeschleunigung  $G_w$  eine Ermittlung durchzuführen, ob die Bremskraft ausreichend ist oder nicht, angesichts der Reaktionskraft der Straßenoberfläche. Daher wird für diese Entscheidung die korrigierte Beschleunigung  $G_c$  eingesetzt. In diesem Zusammenhang soll hinzugefügt werden, daß durch geeignete Änderung der Bremskraftherhöhungssteigung (also der Rate, mit welcher die Bremskraft zunimmt), verhindert werden kann, daß die Bremskraft in der Anfangs- oder Startphase der Bremskraftsteuerung übermäßig zunimmt.

Im Schritt S18 wird die übliche Antiblockierbremssteuerung durchgeführt. Wenn hierbei die Radbeschleunigung  $G_w$  kleiner als ein vorbestimmter Wert  $\alpha_2$  ist, so wird festgestellt, daß eine Blockierneigung des Rades auftritt. Daher wird in einem Schritt S23 ein Befehl zur Verringerung des Bremshydraulikdrucks ausgegeben. Durch Verringerung der Bremskraft wird die Radblockierneigung unterdrückt, wodurch die Radgeschwindigkeit auf eine Geschwindigkeit entsprechend der Fahrzeuggeschwindigkeit zurückkehren kann.

Wenn im Schritt S18 festgestellt wird, daß die Radbeschleunigung  $G_w$  nicht kleiner als der vorbestimmte Wert  $\alpha_2$  ist, dann wird eine Entscheidung im Schritt S19 durchgeführt. Wenn im Schritt S19 festgestellt wird, daß der Schlupf  $S$  größer oder gleich dem vorbestimmten Wert  $\lambda_1$  ist, oder die Radbeschleunigung  $G_w$  kleiner als ein vorbestimmter Wert  $\alpha_1$  ist, so bedeutet dies, daß die Radblockierneigung unterdrückt ist. Daher geht die Verarbeitung zu einem Schritt S22 über, in welchem der Befehl zum Halten des Bremshydraulikdrucks ausgegeben wird, und daraufhin wird darauf gewartet, daß sich die Radgeschwindigkeit  $V_w$  wieder auf eine Geschwindigkeit in der Nähe der Fahrzeugkarosseriegeschwindigkeit  $V_b$  einstellt. Wenn andererseits der Schlupf  $S$  kleiner als der vorbestimmte Wert  $\lambda_1$  ist, und wenn die Radbeschleunigung  $G_w$  nicht kleiner als der vorbestimmte Wert  $\alpha_1$  ist, so geht die Verarbeitung zu einem Schritt S21 über, in welchem der Befehl zur allmählichen Erhöhung des Bremshydraulikdrucks ausgegeben wird. Daraufhin wird auf die Rückstellung der Radgeschwindigkeit  $V_w$  auf einen Wert nahe der Fahrzeugkarosseriegeschwindigkeit  $V_b$  gewartet, worauf die Bremskraft allmählich erhöht wird, wenn die Radgeschwindigkeit  $V_w$  auf die Fahrzeugkarosseriegeschwindigkeit  $V_b$  zurückgekehrt ist.

Im Schritt S21 wird der Bremshydraulikdruck langsam oder schrittweise erhöht, um hierdurch die Bremskraft entsprechend zu erhöhen. Wenn die Bremskraft die von der Straßenoberfläche ausgeübte Reaktionskraft überschreitet, tritt eine Blockierneigung des Rades auf. Daher wird der Bremshydraulikdruckverringe-

rungsbefehl ausgegeben. Der Brems hydraulikdrucksteuerzyklus einschließlich Druckverringerungs-, -halte- und -erhöhungsschritte wird wiederholt fortgesetzt, bis die Radblockierneigung unterdrückt ist.

Die voranstehend geschilderte Antiblockierbremssteuerungsverarbeitung wird für jedes der Bremsgeräte durchgeführt, die jeweils einem einzelnen Rad zugeordnet sind. In diesem Zusammenhang wird darauf hingewiesen, daß bei der Antiblockierbremssteuerung (ABS) für die Antriebsräder 1a und 1b die Radbeschleunigung durch das Torsionsdrehmoment korrigiert wird, worauf die Bremsanlegungsdruckerhöhungs/Halte/Verringerungssteuerung für das Bremsgerät 7a, 7b durchgeführt wird, welches dem Antriebsrad 1a bzw. 1b zugeordnet ist. Im Falle der nichtangetriebenen Räder 1c und 1d tritt allerdings kein Torsionsdrehmoment in der zugeordneten Achswelle auf, anders als bei den Antriebsrädern 1a und 1b. Bei der Antiblockierbremssteuerung für die angetriebenen Räder 1c und 1d wird daher das Torsionsdrehmoment  $T_t$  auf Null eingestellt, und wird dieselbe Steuerverarbeitung durchgeführt wie bei den Antriebsrädern 1a und 1b. Wenn die Kraftübertragung von der Brennkraftmaschine 6 auf die Antriebsräder 1a und 1b durch Betätigung der Kupplung unterbrochen wird, wirkt darüber hinaus das Trägheitsmoment der Brennkraftmaschine 6 nicht auf die Antriebsräder 1a und 1b ein, was wiederum bedeutet, daß in den zugehörigen Achswellen praktisch kein Torsionsdrehmoment auftritt. In einem Zustand, in welchem die Antriebsräder 1a und 1b betriebsmäßig von der Brennkraftmaschine 6 getrennt sind, wird daher die Antiblockierbremssteuerungsverarbeitung unter der Annahme durchgeführt, daß das Torsionsdrehmoment  $T_t$  gleich Null ist.

Als nächstes werden unter Bezugnahme auf die Fig. 7 und 8 Operationen des Bremssteuersystems beschrieben, die nach Ausführung der voranstehend geschilderten Verarbeitung durchgeführt werden, wobei Fig. 7 ein Signalformdiagramm ist, welches das Verhalten der Fahrzeugkarosserieschwindigkeit  $V_b$ , der Radgeschwindigkeit  $V_w$ , der Radbeschleunigung  $G_w$ , der zweiten Radbeschleunigung  $G_f$ , der korrigierten Beschleunigung  $G_c$  und des Brems hydraulikdrucks  $P$  zeigt. Wenn in Fig. 7 der Brems hydraulikdruck  $P$  stark zunimmt, beginnt die Radgeschwindigkeit  $V_w$  damit, schnell niedriger zu werden. Da jedoch das Torsionsdrehmoment als Antriebskraft einwirkt, wird die Verzögerung des Rades unterdrückt. Im Gegensatz hierzu nimmt die korrigierte Beschleunigung  $G_c$  allmählich unter Einwirkung des Torsionsdrehmomentes ab, und kann unter den vorbestimmten Wert  $\beta$  absinken. Wenn daraufhin die zweite Radbeschleunigung  $G_f$  niedriger als der vorbestimmte Wert  $\gamma$  wird, zu einem Zeitpunkt  $t_1$ , so wird das Betätigungsglied 10a, ..., 10d getrieben, während der Haltebefehl wiederholt und periodisch ausgegeben wird, um hierdurch die Steigung zu ändern, mit welcher der Brems hydraulikdruck erhöht wird.

Wenn der Brems hydraulikdruck weiter erhöht wird, wird die Radbeschleunigung  $G_w$  zum Zeitpunkt  $t_2$  niedriger als der vorbestimmte Wert  $\alpha_1$ . Daher sind die Bedingungen zum Halten des Brems hydraulikdrucks durch die Radbeschleunigung  $G_w$  und die korrigierte Beschleunigung  $G_c$  erfüllt, und aus diesem Grund wird ein Befehl zum Halten des Brems hydraulikdruckes  $P$  ausgegeben. Auf diese Weise kann der Brems hydraulikdruck  $P$  auf einem geeigneten Niveau gehalten werden, wodurch eine übermäßige Zunahme der Bremskraft in der Anfangsbremsphase ausgeschaltet werden kann.

Wenn daraufhin die Radgeschwindigkeit  $V_w$  auf ein

Niveau absinkt, an welchem der Schlupf  $S$  über den vorbestimmten Wert hinaus zunimmt (Differenz zwischen der Fahrzeugkarosserieschwindigkeit  $V_b$  und der Radgeschwindigkeit  $V_w$ ), zu einem Zeitpunkt  $t_3$ , so bedeutet dies, daß eine Blockierneigung des Rades auftritt. Daher wird ein Befehl zum Absenken des Brems hydraulikdrucks ausgegeben, worauf die Antiblockierbremssteuerung (Verringerung des Brems hydraulikdrucks) begonnen wird.

Fig. 8 ist ein Zeitablaufdiagramm ähnlich wie Fig. 7, um einen von Steuervorgängen in jenem Fall zu erläutern, in welchem die Antiblockierbremssteuerung (Absenkung des Brems hydraulikdrucks) zuerst für irgendeines der anderen Räder begonnen wird.

Der Brems hydraulikdruck wird erhöht, wodurch die Antiblockierbremssteuerung für irgendeines der anderen drei Räder begonnen wird, zu einem Zeitpunkt  $t_{11}$ .

Wenn daraufhin die korrigierte Beschleunigung  $G_c$  kleiner als der vorbestimmte Wert  $\beta$  zum Zeitpunkt  $t_{12}$  wird, wird ein Befehl zur schrittweisen Erhöhung des Brems hydraulikdrucks ausgegeben, wobei die entsprechende Steigung geändert wird. Zu diesem Zeitpunkt erreicht die zweite Radbeschleunigung  $G_f$  noch nicht den vorbestimmten Wert  $\gamma$ . Jedoch kann zum Zeitpunkt  $t_{11}$  die Brems hydraulikdruckerhöhungssteigung geändert werden, da die Antiblockierbremssteuerung für das andere Rad begonnen wurde. Auf diese Weise wird eine Erhöhung der Bremskraft für jenes Rad ausgeschaltet, welches an der Straßenseite abläuft, die einen höheren Reibungskoeffizienten aufweist, wodurch die Einwirkung eines Giermoments auf das Kraftfahrzeug unterdrückt werden kann.

Zum Zeitpunkt  $t_{13}$ , wenn die Radbeschleunigung  $G_w$  unter den vorbestimmten Wert  $\alpha_1$  absinkt, wird die Brems hydraulikdruckhaltesteuerung eingesetzt. Wenn daraufhin der Schlupf  $S$  den Schwellenwert  $\lambda_1$  zum Zeitpunkt  $t_{14}$  überschreitet, wird der Brems hydraulikdruck verringert, worauf die Antiblockierbremssteuerung begonnen wird.

## AUSFÜHRUNGSFORM 2

Im Falle des Antiblockierbremssteuersystems gemäß der ersten Ausführungsform der Erfindung wird die zweite Radbeschleunigung  $G_f$ , die durch Filtern des Signals erhalten wird, welches die Radbeschleunigung  $G_w$  darstellt, zu dem Zweck eingesetzt, die Steuerung zur Änderung der Brems hydraulikdruckerhöhungssteigung in Reaktion auf Rauschkomponenten zu sperren, die in der Radbeschleunigung  $G_w$  enthalten sind, und durch Vibrationen des Rades infolge einer Unebenheit der Straßenoberfläche hervorgerufen werden. Statt dessen wird bestimmt, ob die Bremssteuerung mit hoher Bremskraft durchgeführt werden soll oder nicht.

Statt der Verwendung der zweiten Radbeschleunigung  $G_f$  kann auch die Beschleunigung der Fahrzeugkarosserie mit im wesentlichen denselben Auswirkungen eingesetzt werden, da die Beschleunigung der Fahrzeugkarosserie im wesentlichen unempfindlich auf den Einfluß der voranstehend geschilderten Rauschkomponente ist. Durch Verwendung der Beschleunigung der Fahrzeugkarosserie ist es darüber hinaus möglich, Änderungen der Belastung festzustellen, die auf das Rad einwirkt, wodurch die Bremskraft selbst dann optimal eingestellt werden kann, wenn eine Lastverschiebung von der Fahrzeugkarosserie auf das Rad erfolgt. Daher kann die Reaktionskraft der Straßenoberfläche unter Einwirkung der Lastverschiebung erhöht werden.

Bei dem Antiblockierbremssteuersystem gemäß der zweiten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung wird daher bei dem in Fig. 6 gezeigten Schritt S13 die Verzögerung Gb der Fahrzeugkarosserie verwendet, und wird entschieden, ob die Verzögerung Gb der Fahrzeugkarosserie kleiner als der vorbestimmte Wert  $\gamma$  ist. Ist dies Fall (JA), so geht die Verarbeitung zum Schritt S15 über, und anderenfalls (NEIN) zum Schritt S14. Hierbei kann die Verzögerung Gb der Fahrzeugkarosserie dadurch bestimmt werden, daß arithmetisch die Änderungsrate der Fahrzeugkarosseriesgeschwindigkeit Vb aus der Radgeschwindigkeit Vw bestimmt wird. Im einzelnen wird eine Differenz zwischen der Fahrzeugkarosseriesgeschwindigkeit Vb, die momentan in dem Fahrzeugkarosseriesgeschwindigkeitsermittlungsschritt S5 von Fig. 5 berechnet wird, und dem Wert der Fahrzeugkarosseriesgeschwindigkeit Vb bestimmt, die in dem unmittelbar vorhergehenden Zyklus ermittelt wurde, worauf die Verzögerung Gb der Fahrzeugkarosserie auf der Grundlage nachstehender Gleichung (7) berechnet wird:

$$Gb = Kg \cdot (Vb - Vb1) \quad (7)$$

In diesem Zusammenhang wird darauf hingewiesen, daß die Verzögerung Gb der Fahrzeugkarosserie auch auf der Grundlage eines Meßsignals bestimmt werden kann, welches von einem Sensor ausgegeben wird, der dazu ausgebildet ist, die Beschleunigung der Fahrzeugkarosserie in deren Längsrichtung festzustellen.

### AUSFÜHRUNGSFORM 3

Bei dem Antiblockierbremssteuersystem gemäß der ersten und zweiten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung, wie sie voranstehend beschrieben wurden, wird das Torsionsdrehmoment auf der Grundlage der Ausgangssignale der Drehmomentsensoren 3a und 3b bestimmt, die als Dehnungsmeßstreifen ausgebildet sind, die auf der Achswelle 4a bzw. 4b vorgesehen sind, die im Betrieb mit dem jeweiligen Antriebsrad 1a und 1b gekuppelt sind. Allerdings wird darauf hingewiesen, daß dann, wenn die Antriebsräder 1a und 1b im Betrieb mit der Brennkraftmaschine 6 über ein Differentialgetriebe 5 gekuppelt sind, ähnlich vorteilhafte Auswirkungen wie bei den Antiblockierbremssteuersystemen gemäß der ersten Ausführungsform der Erfindung dadurch erzielt werden können, daß ein Torsionsdrehmomentmeßsensor 32 auf einer Antriebswelle 33, beispielsweise einer Kardanwelle oder dergleichen, bei dem in Fig. 2 gezeigten Aufbau angebracht wird.

Das linke und rechte Rad, die im Betrieb miteinander über das Differentialgetriebe gekuppelt sind, werden mit einem Torsionsdrehmoment derselben Größe beaufschlagt. Anders ausgedrückt sind die Torsionsdrehmomente, die auf das linke und rechte Rad einwirken, gleich. Durch Feststellung des Drehmoments, welches auf die Antriebswelle 33 einwirkt, welche die Brennkraftmaschine und das Differentialgetriebe miteinander kuppelt, können daher die Torsionsdrehmomente festgestellt werden, die auf das linke und rechte Rad einwirken, nämlich durch Feststellung des auf die Antriebswelle 33 einwirkenden Drehmoments. In diesem Fall weist das Torsionsdrehmoment, welches an das linke und rechte Rad angelegt wird, einen Wert auf, der die Hälfte des Drehmoments beträgt, welches auf die Antriebswelle 33 einwirkt. In diesem Zusammenhang kann die Antriebswelle 33 auch als die Antriebswelle bezeichnet

werden, wie im Falle der Achswelle 4.

### AUSFÜHRUNGSFORM 4

Bei dem Antiblockierbremssteuersystem gemäß der ersten und zweiten Ausführungsform der Erfindung wird das Torsionsdrehmoment auf der Grundlage der Ausgangssignale der Drehmomentsensoren 3a und 3b bestimmt, welche durch Dehnungsmeßstreifen gebildet werden, die auf der Achswelle 4a bzw. 4b angebracht sind, die im Betrieb mit dem jeweiligen Antriebsrad 1a bzw. 1b gekuppelt ist, oder alternativ durch den Drehmomentsensor 32, der auf der Antriebswelle 33 angebracht ist. Das betreffende Drehmoment kann jedoch ebenso dadurch festgestellt werden, daß die Umdrehungsgeschwindigkeit oder Drehzahl (Umdrehungen pro Minute) der Primärtriebsquelle, beispielsweise der Brennkraftmaschine 6, festgestellt wird. Diese Zielrichtung der vorliegenden Erfindung wird in einer dritten Ausführungsform verwirklicht, die nunmehr beschrieben wird. Bei dem in Fig. 2 dargestellten Kraftfahrzeug wird die Drehzahl (Umdrehungen pro Minute) der Brennkraftmaschine durch den Brennkraftmaschinendrehsensor 31 festgestellt, der als an sich bekannter Kurbelwinkelsensor ausgebildet sein kann. Da die Antriebsräder 1a und 1b und die Brennkraftmaschine 6 im Betrieb über das Differentialgetriebe 5 gekuppelt sind, weisen die an das linke und rechte Antriebsrad angelegten Drehmomente denselben Wert auf. Durch Ermittlung der Phasenbeziehung zwischen dem Drehwinkel des Antriebsrades 1a, 1b und dem Drehwinkel der Brennkraftmaschine 6, um hierdurch die Phasendifferenz zu bestimmen, ist es daher möglich, den Torsionswinkel und daher das Torsionsdrehmoment festzustellen, welches proportional zum Torsionswinkel ist.

Im einzelnen wird der Drehwinkel der Brennkraftmaschine 6 auf der Grundlage des Ausgangssignals des Brennkraftmaschinendrehensors 31 bestimmt, wogegen die Drehwinkel der Antriebsräder 1a und 1b durch den Radgeschwindigkeitssensor 2a bzw. 2b festgestellt werden. Zu einem Zeitpunkt, an welchem das Torsionsdrehmoment eine geringe Größe aufweist, und die Belastung der Brennkraftmaschine gering ist, also wenn die Steuerung des Bremsanlegungsdrucks noch nicht begonnen wurde, werden die Drehwinkel der Antriebsräder 1a und 1b und der Brennkraftmaschine auf Null zurückgesetzt, unter der Annahme, daß keine Phasendifferenz zwischen dem Antriebsrad 1a, 1b und der Brennkraftmaschine 6 besteht. Nach Beginn der Steuerung des Anlegens der Bremskraft werden jeweils die Impulse gezählt, die von den Ausgängen der Sensoren für die Antriebsräder 1a und 1b und die Brennkraftmaschine 6 abgegeben werden. Auf der Grundlage der Zählwerte werden die Drehwinkel  $\theta_r$  und  $\theta_l$  der Antriebsräder 1a und 1b und der Drehwinkel  $\theta_e$  der Brennkraftmaschine 6 nach einem an sich bekannten Verfahren bestimmt, worauf der Torsionswinkel  $\theta_t$  entsprechend nachstehender Gleichung (8) bestimmt wird:

$$\theta_t = Ki \cdot \theta_e (\theta_r + \theta_l) / 2 \quad (8)$$

Daher kann das Torsionsdrehmoment  $T_t$  als Produkt des Torsionswinkels  $\theta_t$  und der Steifigkeit  $K_p$  der Antriebswelle 33 folgendermaßen bestimmt werden:

$$T_t = K_p \cdot \theta_t \quad (9)$$

Das Torsionsdrehmoment  $T_t$ , welches auf das linke

und rechte Antriebsrader 1a und 1b einwirkt, wird ebenso an die Brennkraftmaschine angelegt. Wenn das Gaspedal 8 in einem Betriebszustand freigegeben wird, in welchem das Antiblockierbremssteuersystem (ABS) arbeitet, wird das von der Brennkraftmaschine 6 abgegebene Ausgangsdrehmoment kleiner. In diesem Fall kann die Brennkraftmaschine 6 als Gegenstand mit hohem Trägheitsmoment angesehen werden. Durch Feststellung der Änderung der Drehzahl (Umdrehungen pro Minute) wie der Brennkraftmaschine 6 selbst ist es daher möglich, das Torsionsdrehmoment zu bestimmen, welches auf die Antriebsräder 1a und 1b einwirkt, entsprechend nachstehender Gleichung (10):

$$T_t = K(d\omega_e/dt) \quad (10)$$

Wie aus den voranstehenden Ausführungen deutlich wird, kann das Torsionsdrehmoment arithmetisch auf der Grundlage der Drehwinkel der Antriebsräder 1a und 1b und des Drehwinkels der Brennkraftmaschine 6 bestimmt werden, oder auf der Grundlage der Änderung der Umdrehungsgeschwindigkeit der Brennkraftmaschine 6, hervorgerufen durch das Drehmoment, welches auf die Antriebsräder 1a und 1b und daher auf die Brennkraftmaschine einwirkt. Das auf diese Weise ermittelte Torsionsdrehmoment kann in dem Antiblockierbremssteuersystem gemäß den voranstehenden Ausführungsformen eingesetzt werden, mit im wesentlichen denselben Auswirkungen.

#### AUSFÜHRUNGSFORM 5

Bei dem Antiblockierbremssteuersystem gemäß der vierten Ausführungsform der Erfindung, die voranstehend beschrieben wurde, wird die Drehzahl  $\omega_e$  der Brennkraftmaschine 6 festgestellt. Statt der Ermittlung der Brennkraftmaschinendrehzahl kann auch die Drehzahl der in Fig. 2 gezeigten Antriebswelle 33 ermittelt werden. Insbesondere bei einem Kraftfahrzeug, welches mit einem Automatikgetriebe versehen ist, sind die Antriebsräder 1a und 1b im Betrieb mit der Brennkraftmaschine 6 über einen Drehmomentwandler gekuppelt. Anders ausgedrückt sind die Antriebsräder 1a und 1b nicht direkt an die Brennkraftmaschine 6 angeschlossen, was wiederum dazu führt, daß von den Antriebsrädern 1a und 1b kaum ein Drehmoment auf die Brennkraftmaschine 6 übertragen wird. In diesem Fall kann die Drehzahl (Umdrehungen pro Minute) der Antriebswelle 33 vorzugsweise durch einen Wellendrehensor 34 bestimmt werden, um so das Torsionsdrehmoment durch die Vorgehensweise zu bestimmen, die voranstehend im Zusammenhang mit der vierten Ausführungsform der Erfindung geschildert wurde, wobei im wesentlichen dieselben Effekte erzielt werden.

#### AUSFÜHRUNGSFORM 6

Bei den Antiblockierbremssteuersystemen gemäß der ersten und zweiten Ausführungsform der Erfindung, die voranstehend beschrieben wurden, wurde angenommen, daß es sich bei dem Kraftfahrzeug um ein Fahrzeug mit Zweiradantrieb handelt. Allerdings wird darauf hingewiesen, daß das Antiblockierbremssteuersystem ebenso bei einem Vierradantrieb-Kraftfahrzeug eingesetzt werden kann, um den Bremsanlegungsdruck zu kontrollieren. Hierbei kann ein Drucksensormessstreifen den Achswellen der vier Räder jeweils zugeordnet vorgesehen sein, wobei eine entsprechende Verarbeitung

wie voranstehend geschildert für jedes der Räder durchgeführt wird, zu im wesentlichen dieselben Auswirkungen erzielt werden.

Wenn die Torsion der Antriebswelle bei jener Anordnung festgestellt werden soll, bei welcher Differentialgetriebe zwischen der Brennkraftmaschine 6 und den einzelnen Rädern vorgesehen sind, wie voranstehend im Zusammenhang der dritten Ausführungsform erläutert, wirkt ein Drehmoment gleicher Größe auf die beiden Wellen ein, die an der Ausgangsseite des Differentialgetriebes vorgesehen sind. Daher kann der Drehmomentsensor an der Welle vorgesehen werden, die an der Eingangsseite des Differentialgetriebes angeordnet ist, um das an der Abtriebsseite der Brennkraftmaschine auftauchende Drehmoment festzustellen. Bei einem Kraftfahrzeug mit Vierradantrieb ist, anders ausgedrückt, die Ausgangsleistung der Brennkraftmaschine 6 auf ein vorderes und ein hinteres Antriebsradsystem aufgeteilt, und ist sowohl in dem vorderen als auch dem hinteren System auf ein linkes und rechtes Antriebsrad aufgeteilt. In diesem Fall kann der Drehmomentsensor zwischen der Brennkraftmaschine 6 und dem Differentialgetriebe zum Aufteilen der Motorausgangsleistung auf das vordere und hintere Antriebsradsystem vorgesehen werden, um hierdurch das Torsionsdrehmoment festzustellen, welches auf die vier Räder einwirkt.

Wenn das Torsionsdrehmoment arithmetisch dadurch bestimmt wird, daß die Motordrehzahl (Umdrehungen pro Minute) bestimmt wird, wie voranstehend im Zusammenhang der vierten Ausführungsform erläutert wurde, bei einem Vierradantriebs-Kraftfahrzeug, welches mit Differentialgetrieben zur Übertragung des Motordrehmoments auf vier Antriebsräder versehen ist, kann der voranstehend geschilderte Ausdruck (9) dazu verwendet werden, das Torsionsdrehmoment zu ermitteln, wogegen bei einem Kraftfahrzeug, bei welchem das Differentialgetriebe dazu vorgesehen ist, die Motorausgangsleistung auf das vordere und hintere Antriebsradsystem aufzuteilen, die Torsionsdrehmomente der Vorder- und Hinterräder auf der Grundlage des Ausdrucks (8) ermittelt werden können, im wesentlichen mit denselben Auswirkungen wie im Falle der ersten Ausführungsform.

Weiterhin kann die Vorgehensweise zur Ermittlung der Brennkraftmaschinendrehzahl ebenso zur Feststellung der Drehzahl (Umdrehungen pro Minute) der Antriebswelle 33 eingesetzt werden.

Zahlreiche Merkmale und Vorteile der vorliegenden Erfindung werden aus der voranstehenden Beschreibung deutlich, und daher sollen die beigefügten Patentansprüche sämtliche derartigen Merkmale und Vorteile des Systems umfassen, die innerhalb des wahren Wesens und Umfangs der Erfindung liegen. Da Fachleuten auf diesem Gebiet zahlreiche Modifikationen und Kombinationen auffallen werden, soll darüber hinaus die Erfindung nicht auf die exakte Konstruktion und Betriebsweise beschränkt sein, die hier dargestellt und beschrieben wurde.

Beispielsweise soll von der vorliegenden Erfindung auch ein Speicher- oder Aufzeichnungsmedium umfaßt sein, auf welchem die erfindungsgemäße Lehre in Form von Programmen aufgezeichnet ist, die von Computern einschließlich eines Mikroprozessors ausgeführt werden können.

Es können daher alle geeigneten Abänderungen und Äquivalente eingesetzt werden, die innerhalb des Wesens und Umfangs der Erfindung liegen, die sich aus der Gesamtheit der vorliegenden Anmeldeunterlagen ergeben.

ben.

## Patentansprüche

1. Antiblockierbremssteuersystem für ein Kraft- 5  
fahrzeug zum Anlegen einer Bremskraft an das  
Kraftfahrzeug auf sichere Weise, während das Auf-  
treten eines Radblockierzustands vermieden wird,  
durch Wiederholung einer Operation zum Absen- 10  
ken eines Bremshydraulikdrucks, wenn eine Radge-  
schwindigkeit beim Bremsen auf ein Niveau ab-  
sinkt, bei welchem ein Radblockierzustand wahr-  
scheinlich ist, und der Bremshydraulikdruck erneut  
erhöht wird, wenn sich die Radgeschwindigkeit in- 15  
folge der Absenkung des Bremshydraulikdrucks  
wieder erholt, wobei das System aufweist:  
eine Radgeschwindigkeitserfassungsvorrichtung  
zur Feststellung der Umdrehungsgeschwindigkeit  
jedes der Räder des Kraftfahrzeugs;  
eine Radbeschleunigungsarithmetikvorrichtung 20  
zur arithmetischen Bestimmung der Beschleuni-  
gung des Rades auf der Grundlage der Radge-  
schwindigkeit, die von der Radgeschwindigkeitser-  
fassungsvorrichtung erhalten wird;  
eine Torsionsdrehmomenterfassungsvorrichtung 25  
zur Feststellung eines Torsionsdrehmoments, wel-  
ches auf eine Antriebswelle einwirkt, die im Betrieb  
jedes der Räder mit einer Antriebsvorrichtung ver-  
bindet;  
eine Arithmetikvorrichtung für eine korrigierte Be- 30  
schleunigung zur arithmetischen Bestimmung einer  
korrigierten Beschleunigung durch Korrektur der  
Radbeschleunigung, die von der Radbeschleuni-  
gungsarithmetikvorrichtung erhalten wird, durch  
das Torsionsdrehmoment, welches von der Tor- 35  
sionsdrehmomenterfassungsvorrichtung erhalten  
wird;  
eine Steuerbefehlsvorrichtung zur Ausgabe eines  
Befehls zum Ändern einer Bremskraftherhöungs-  
steigung in Abhängigkeit vom Zustand der Radbe- 40  
schleunigung, welche das Verhalten des Rades an-  
gibt, und vom Zustand der korrigierten Beschleuni-  
gung, welche den Einfluß des Torsionsdrehmo-  
ments angibt; und  
eine Bremskraftregelvorrichtung zum Kontrollieren 45  
der Bremskraft entsprechend dem Befehl.

2. Antiblockierbremssteuersystem nach Anspruch  
1, gekennzeichnet durch:  
eine Filtervorrichtung zur arithmetischen Bestim- 50  
mung einer zweiten Radbeschleunigung durch  
Ausschalten einer Übergangsänderung der Radbe-  
schleunigung durch eine Filterverarbeitung;  
wobei die Steuerbefehlsvorrichtung die Bremskraft  
dadurch steuert, daß die Bremskraftherhöungsstei- 55  
gung geändert wird, wenn die Radbeschleunigung  
kleiner als ein vorbestimmter Wert ist, oder wenn  
die korrigierte Beschleunigung kleiner als ein vor-  
bestimmter Wert ist, in einem Zustand, in welchem  
die zweite Radbeschleunigung kleiner als ein vor-  
bestimmter Wert ist. 60

3. Antiblockierbremssteuersystem nach Anspruch  
1, dadurch gekennzeichnet, daß die Steuerbefehls-  
vorrichtung die Bremskraftherhöungssteigung da-  
durch verringert, daß die Bremskraft gehalten wird,  
wenn die zweite Radbeschleunigung kleiner als ein 65  
vorbestimmter Wert ist, wobei die Radbeschleuni-  
gung kleiner als ein vorbestimmter Wert ist, und  
wenn die korrigierte Beschleunigung kleiner als ein

vorbestimmter Wert.

4. Antiblockierbremssteuersystem nach Anspruch  
1, dadurch gekennzeichnet, daß  
eine Fahrzeugkarosseriebeschleunigungsberechnungs-  
vorrichtung zur Ermittlung einer Verzögerung  
der Fahrzeugkarosserie vorgesehen ist;  
wobei die Steuerbefehlsvorrichtung die Bremskraft  
dadurch steuert, daß sie die Bremskraftherhöungs-  
steigung in Abhängigkeit vom Zustand der Fahr-  
zeugkarosserie ändert, der durch die Verzögerung  
der Fahrzeugkarosserie angezeigt wird, in Abhän-  
gigkeit von der Radbeschleunigung, welche das  
Verhalten des Rades angibt, und in Abhängigkeit  
von der korrigierten Beschleunigung, welche den  
Einfluß des Torsionsdrehmoments angibt.

5. Antiblockierbremssteuersystem nach Anspruch  
1, dadurch gekennzeichnet, daß die Steuerbefehls-  
vorrichtung die Bremskraft dadurch steuert, daß  
die Bremskraftherhöungssteigung in Abhängigkeit  
von der Feststellung geändert wird, daß eine  
Bremskraftverringerungssteuerung für zumindest  
eines der anderen Räder als jenes, welches korrekt  
gesteuert wird, begonnen wird, in Abhängigkeit  
von der Radbeschleunigung, welche das Verhalten  
des Rades angibt, und in Abhängigkeit von der kor-  
rigierten Beschleunigung, welche den Einfluß des  
Torsionsdrehmoments angibt.

6. Verfahren zum Steuern einer Bremskraft in einem  
Antiblockierbremssteuersystem für ein Kraft-  
fahrzeug, um eine Bremskraft auf sichere Weise auf  
das Kraftfahrzeug auszuüben, während das Auftre-  
ten eines Radblockierzustands verhindert wird,  
durch Wiederholung einer Operation zum Absen-  
ken eines Bremshydraulikdruckes, wenn eine Rad-  
geschwindigkeit beim Bremsen auf ein Niveau ab-  
sinkt, bei welchem das Auftreten eines Radblok-  
kierzustands wahrscheinlich ist, und der Bremshy-  
draulikdruck wieder erhöht wird, wenn sich die  
Radgeschwindigkeit infolge der Absenkung des  
Bremshydraulikdrucks wieder erholt hat, mit fol-  
genden Schritten:  
Feststellung einer Umdrehungsgeschwindigkeit je-  
des der Räder des Kraftfahrzeugs;  
arithmetische Bestimmung der Beschleunigung des  
Rades auf der Grundlage der festgestellten Radge-  
schwindigkeit;  
Feststellung eines Torsionsdrehmoments, welches  
auf eine Antriebswelle einwirkt, die im Betrieb je-  
des der Räder mit einer Antriebsvorrichtung ver-  
bindet;  
arithmetische Bestimmung einer korrigierten Be-  
schleunigung durch Korrigieren der Radbeschleu-  
nigung durch das Torsionsdrehmoment;  
Ausgabe eines Befehls zum Ändern einer Brems-  
kraftherhöungssteigung in Abhängigkeit vom Zu-  
stand der Radbeschleunigung und vom Zustand der  
korrigierten Beschleunigung, welcher den Einfluß  
des Torsionsdrehmoments angibt; und  
Steuern der Bremskraft entsprechend dem Befehl.

---

Hierzu 9 S ite(n) Zeichnungen

---



FIG. 1

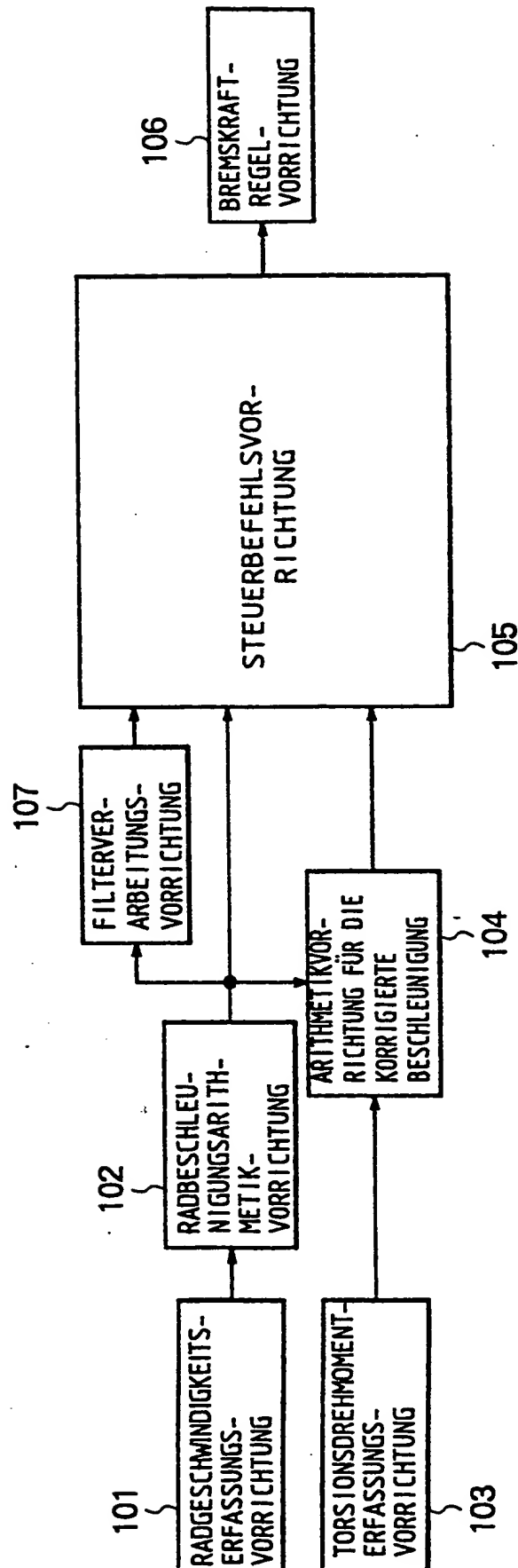


FIG. 2

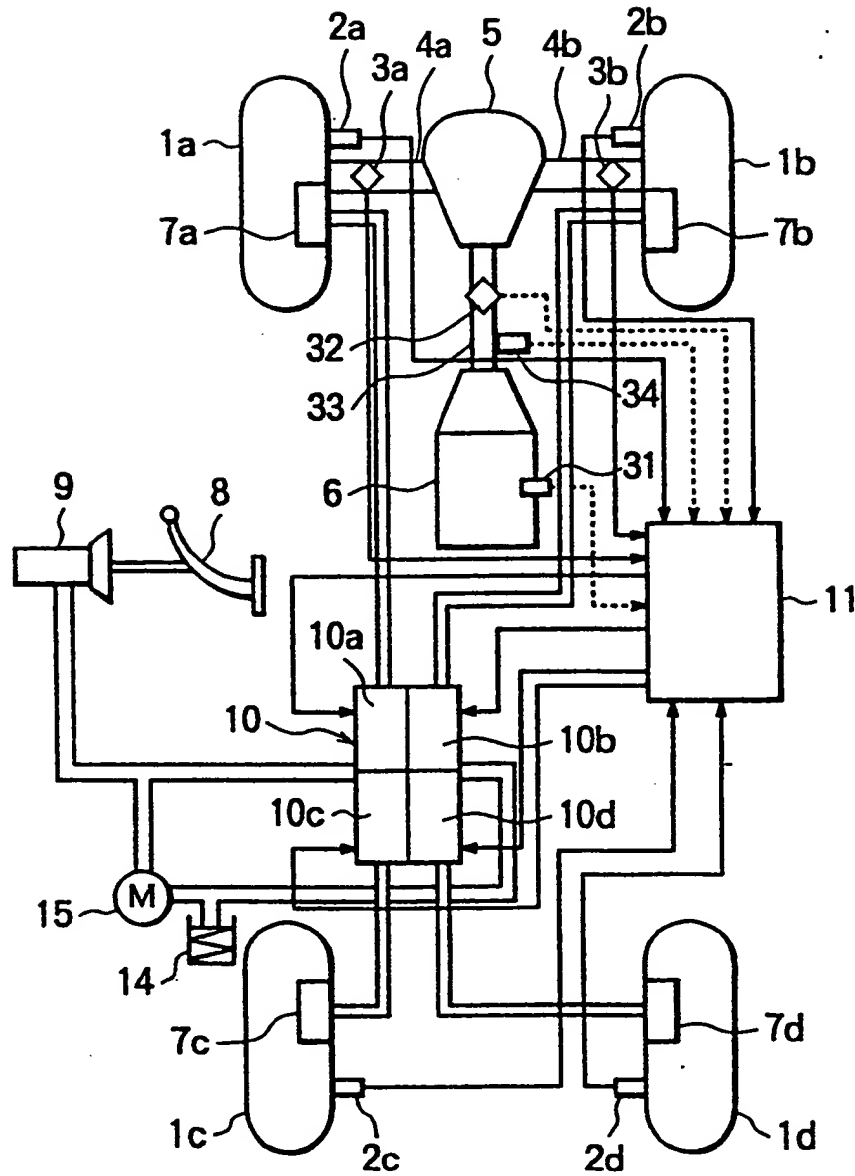


FIG. 3

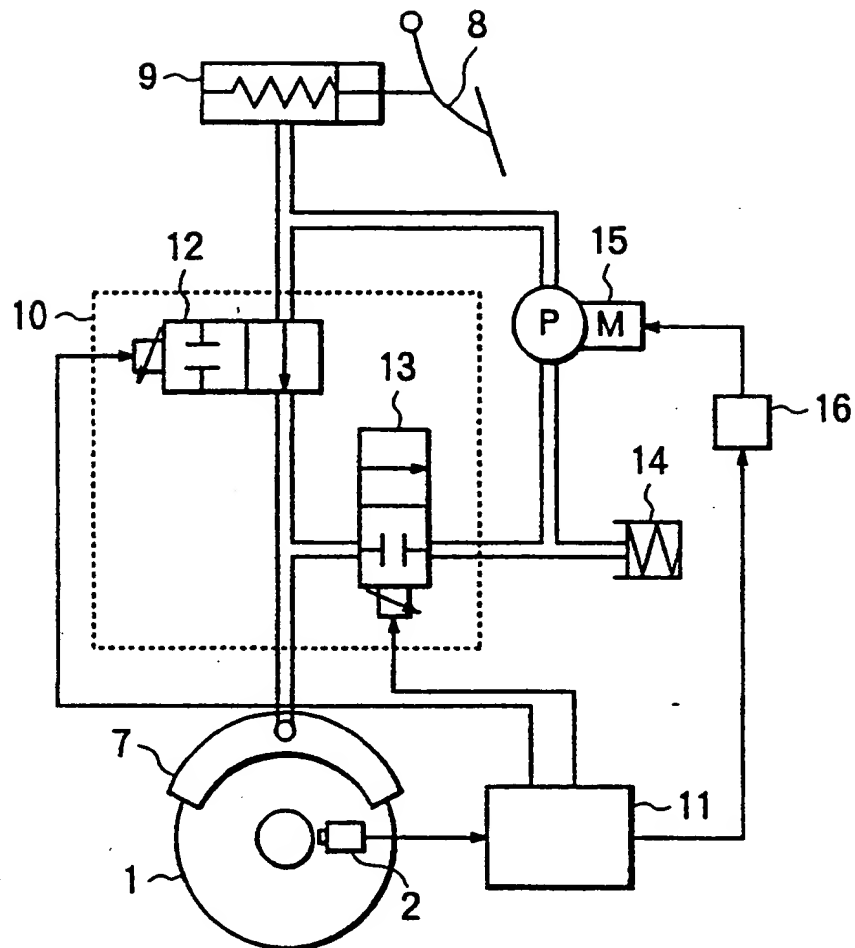


FIG. 4

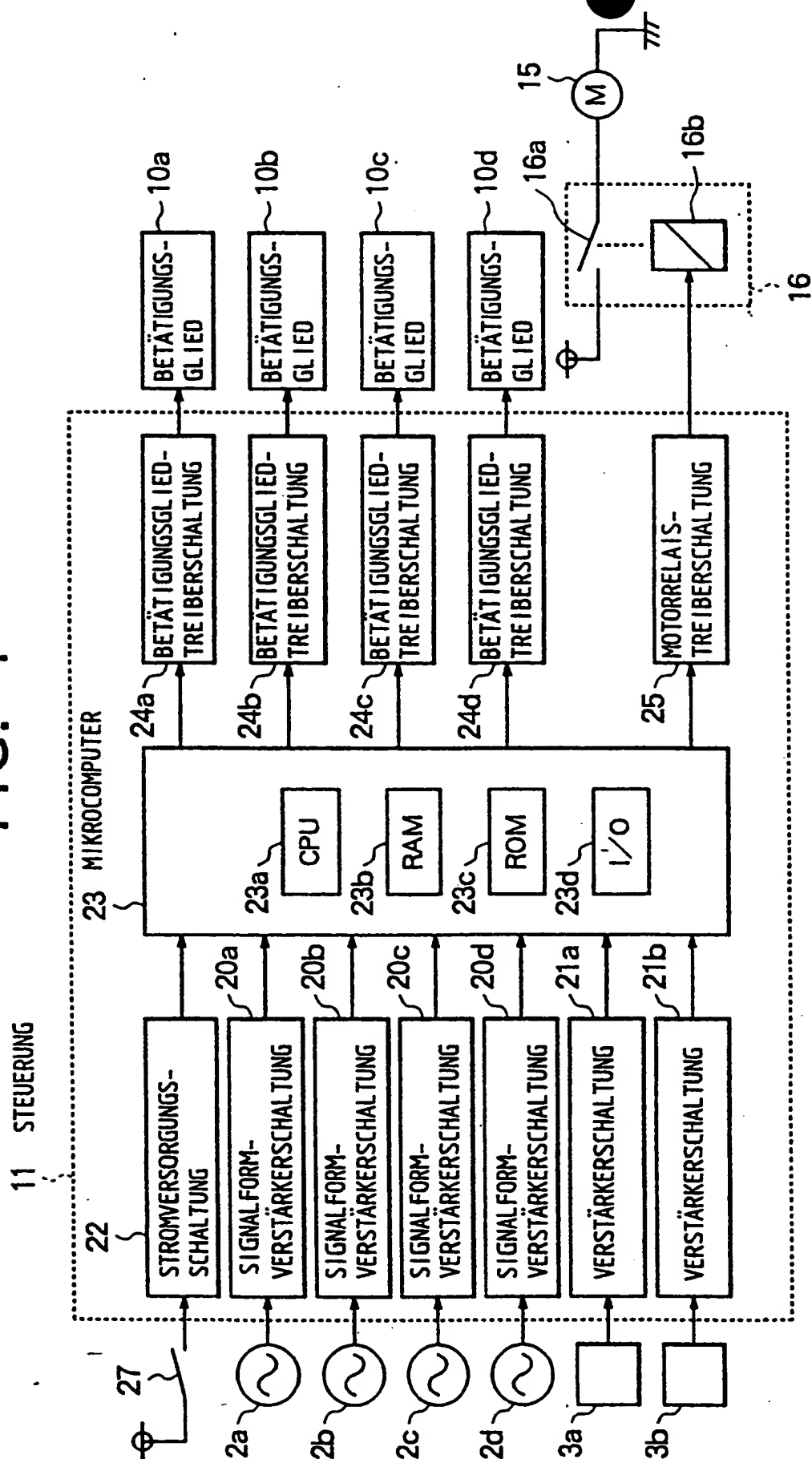


FIG. 5

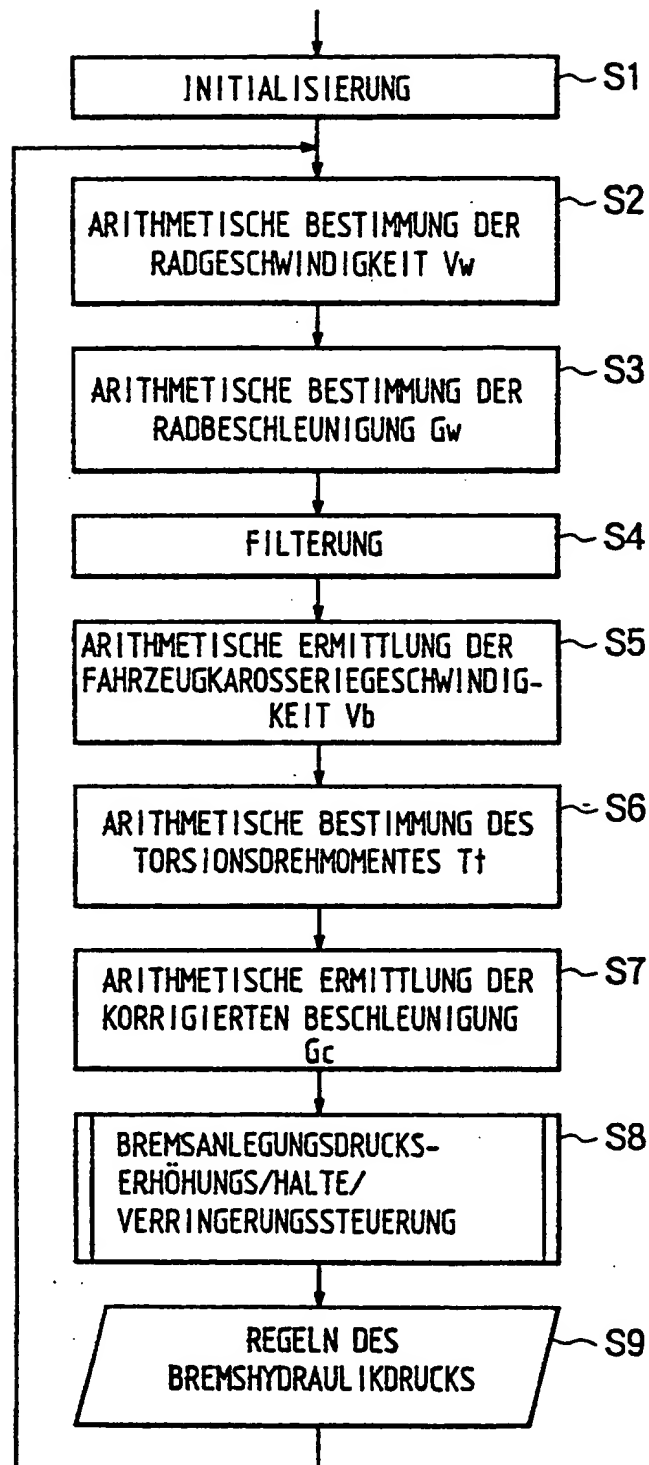




FIG. 6

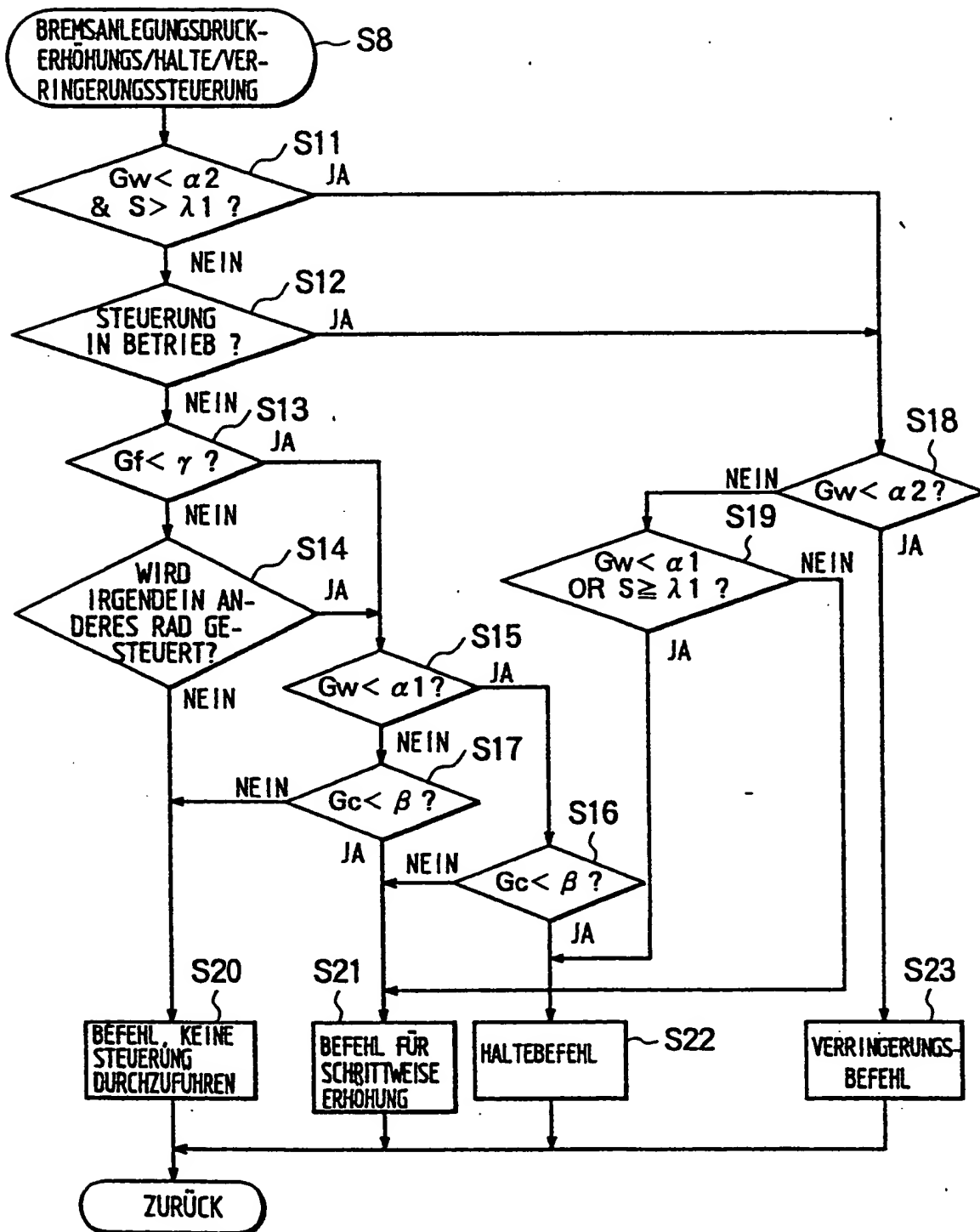


FIG. 7

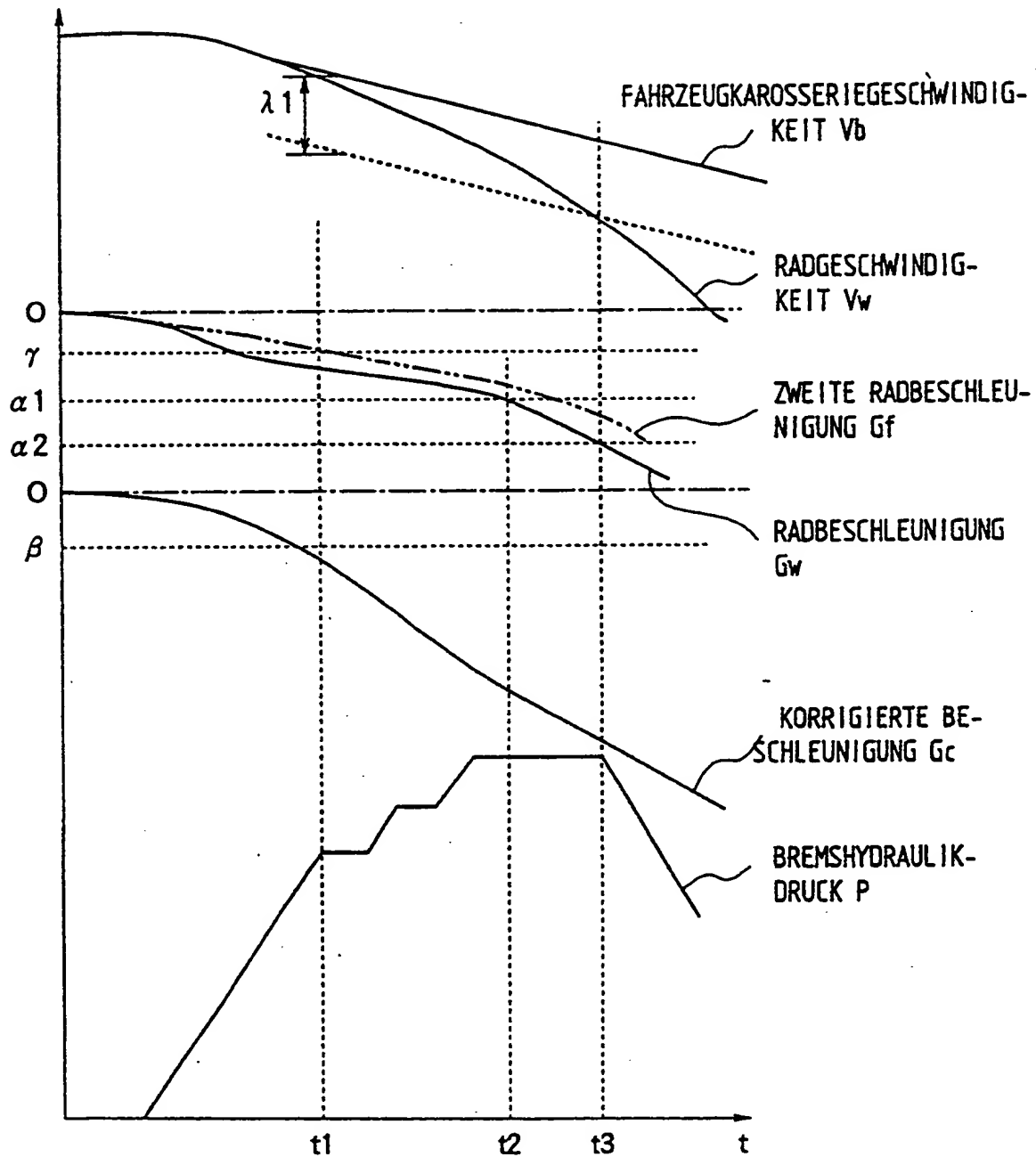


FIG. 8

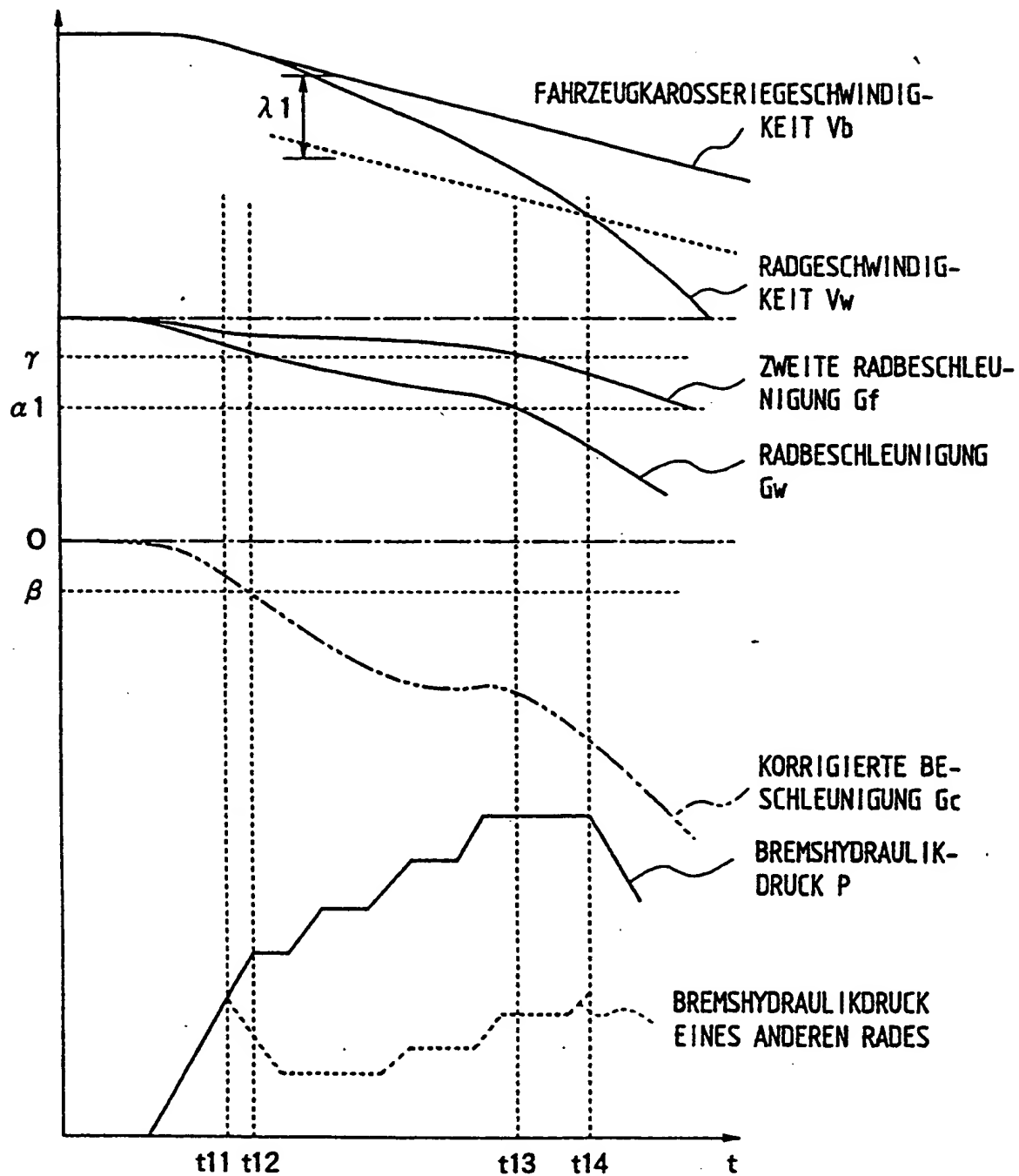


FIG. 9

